高等职业教育机电类专业教材

机械基础

主　编　王　欣
副主编　施艳玲　谢忠志
参　编　高　斌　王玉林　孔宪琪

清华大学出版社

高等职业教育机电类专业教材

机械基础

主编　王　欣
副主编　施艳玲　谢忠志

清华大学出版社
北京

内 容 简 介

本书是为适应我国迅猛发展的高等职业教育而编写的。全书共分为14章,包括:平面机构的结构分析、平面连杆机构、凸轮机构、间隙运动机构、带传动和链传动、螺纹连接和螺旋传动、齿轮传动、轮系、轴、轴承、轴毂连接、联轴器和离合器、液压传动和气压传动。各章备有一定数量的思考题,以便选用。

本书可作为高职高专、成人教育机电类(包括机械制造专业、数控技术专业、机电一体化专业等)机械基础(机械设计基础)课程的教材,也可供有关专业的师生和工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械基础/王欣主编.--北京:清华大学出版社,2014
高等职业教育机电类专业教材
ISBN 978-7-302-36426-9

Ⅰ.①机… Ⅱ.①王… Ⅲ.①机械学—高等职业教育—教材 Ⅳ.①TH11

中国版本图书馆CIP数据核字(2014)第096400号

责任编辑: 孙　坚　赵从棉
封面设计:
责任校对: 赵丽敏
责任印制:

出版发行: 清华大学出版社
网　　址: http://www.tup.com.cn, http://www.wqbook.com
地　　址: 北京清华大学学研大厦A座　　**邮　　编:** 100084
社 总 机: 010-62770175　　**邮　　购:** 010-62786544
投稿与读者服务: 010-62776969, c-service@tup.tsinghua.edu.cn
质量反馈: 010-62772015, zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn
印 刷 者:
装 订 者:
经　　销: 全国新华书店
开　　本: 185mm×260mm　**印　张:** 12.25　**字　　数:** 296千字
版　　次: 2014年8月第1版　**印　　次:** 2014年8月第1次印刷
印　　数: 1～　000
定　　价: .00元

产品编号:053130-01

序

高职教育是培养高技能人才的一种新型模式，经过十多年的探索和积累，已取得长足的发展和可喜的进步。但是，随着经济、社会和科技的快速发展，高素质技术工人的数量和技术结构已远远不能满足各行各业的需求。高职教育面临着新的机遇，也面临着新的挑战。

与本科教育和中职教育相比，高职教育所培养的是具有较强理论知识和操作技能的应用型、操作型人才，是高级蓝领。面对激烈的社会竞争和复杂多变的就业环境，高职学生只有扎实地掌握相关理论知识，熟练地掌握操作技能，具备了较高的综合能力和综合素质，才能得到企业的青睐，获得就业的优势，这也才能令人信服地表明我们高职教育模式和教育方法所取得的成功。

十多年来高职教育的发展过程，也是我们不断探索和提高的过程。在取得成绩的同时，我们更清醒地认识到还存在许多不足之处，特别是缺乏专用教材的状况迫切需要加以改进。

教材是教学之本。学校和生源的差异性，以及专业技能的多样性，也就决定了教材的差异性和多样性。正是从高职教育的现状和要求出发，并且结合各兄弟院校在教学改革和教材建设中的成功经验，我们邀请有关专家和长期活跃在教学一线、具有丰富教学经验的老师，精心编写了这套高等职业教育机电类专业教材。

本套教材坚持以培养高职学生实践技能为重点，坚持基础理论与实际应用相结合的指导思想，力求体现“精炼”、“实用”和“创新”的理念。内容涵盖机电类专业（包括机械制造专业、数控技术专业、机电一体化专业等）所必需的基础知识和基本技能，主要采用项目教学和任务驱动的编写方式。淡化理论分析，强调实际应用。本次先行出版的教材有：机械基础、电工电子技术、机械制图、电力驱动与PLC控制技术、数控技术与数控设备、传感器与检测技术、数控机床原理与故障检修等。这些教材中，有些是在相关学校已使用过多轮的成熟的教材，有的还曾被评为国家级精品教材，这次又按新的要求再次进行了修订，质量又有进一步提高。

我们衷心希望本套教材能对目前高职院校机电专业的教学工作有所帮助，并恳切希望得到专家和广大师生的批评指正，以便通过不断的改进和补充，使之更加符合高职机电类技能人才的培养要求。

王一平

2013年8月

前言

为了更好地适应我国高等职业教育数控专业的教学要求，全面提升教学质量，我们根据相关课程标准和教学纲要，编写了本教材。在编写过程中，作者结合高等职业教育的特色和“机械基础”课程教学的实践，注重教材的实用性、新颖性和通用性，结合高等职业教育培养生产第一线需要的高素质技能型专门人才的需要，且能反映出当今企业的生产和技术应用状况及发展趋势。本书力求体现以下几点：

(1) 在内容编写上，理论知识方面以实用为主，必需、够用为度，删除烦琐的理论公式推导，添加生产实例，以有效激发学生的学习兴趣，培养学生理论联系实际的能力。

(2) 以应用为原则，将“教、学、做”融为一体，结构体系整体优化，使学生实现由知识向能力的转化。

(3) 在教材内容的呈现形式上，较多地利用图片、实物照片和表格等形式将知识点展示出来，力求让学生更直观地理解和掌握所学内容。

(4) 本教材采用的工程符号、名词术语、量和单位等均为最新国家标准，力求使用成熟、简便的设计方法和设计资料。

全书共14章，内容包括：平面机构的结构分析、平面连杆机构、凸轮机构、间隙运动机构、带传动和链传动、螺纹连接和螺旋传动、齿轮传动、轮系、轴、轴承、轴毂连接、联轴器和离合器、液压传动和气压传动。

本教材由泰州职业技术学院王欣任主编，由施艳玲、谢忠志任副主编，高斌、王玉林、孔宪琪等参加编写。

由于编者水平有限，书中不足之处，恳请广大读者提出批评和改进意见。

编　者

2014年4月

目录

第1章

平面机构的结构分析

导读

机构是机器的重要组成部分，对机构的结构进行分析对了解机器具有十分重要的意义。本章主要介绍机构的基本组成和机构在什么条件下才具有确定的运动。实际机构中的构件形状比较复杂，但构件的外形和结构并不影响机构的运动。为了研究机构的运动，就需要将具体的机器抽象成简单的运动学模型，绘制出机构运动简图。本章还对机构运动简图的绘制和平面机构自由度的计算进行了介绍。

1.1 平面机构的组成

1.1.1 运动副的概念及分类

1. 运动副的概念

机构的重要特征是构件之间具有确定的相对运动。构件间的连接不是固定连接，而是能产生一定相对运动的连接。这种使构件直接接触并能产生一定相对运动的连接称为运动副。如图1-1中，轴颈与轴承、啮合中的一对齿廓、滑块与导槽均保持直接接触，并能产生一定相对运动，因而它们都构成了运动副。构件上参与接触的点、线、面，称为运动副的元素。

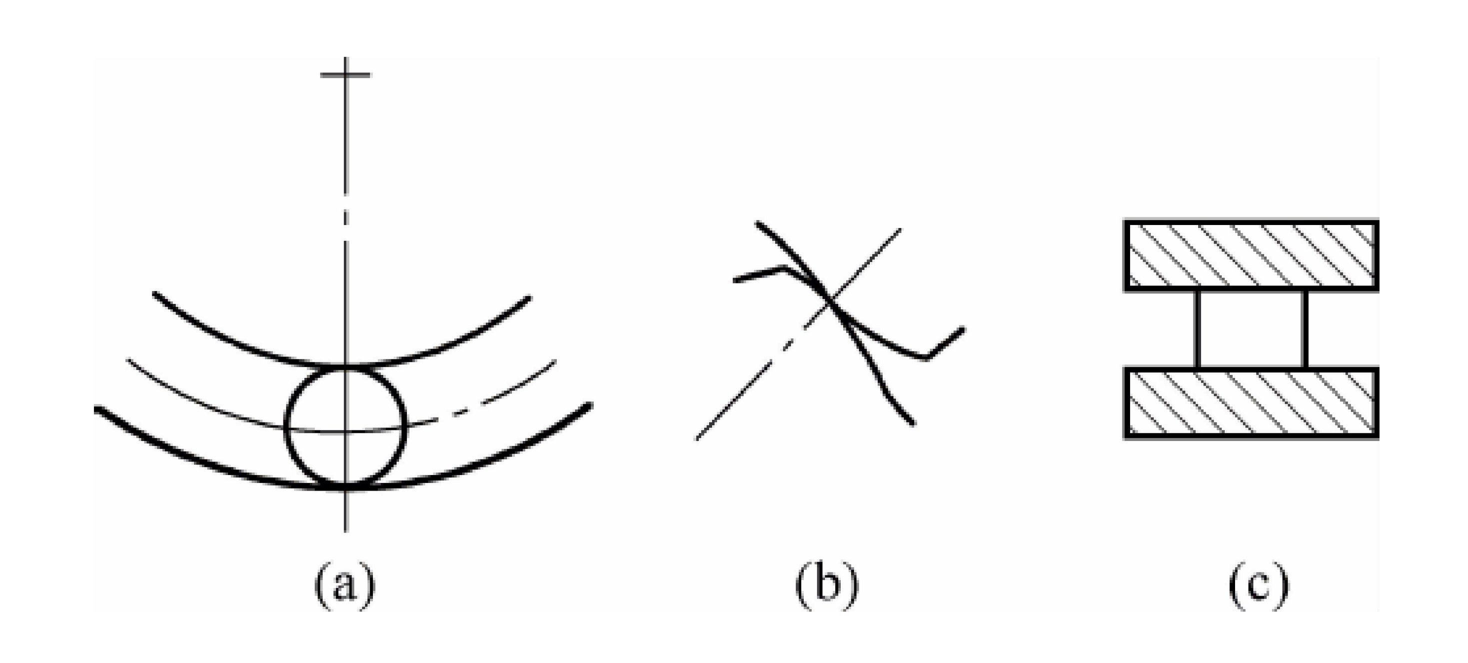


图1-1 运动副元素

2个构件组成运动副以后，其独立运动受到某些限制，通常将运动副对独立运动的限制称为约束。引入1个约束将限制构件的1个独立运动，而约束的多少及约束的特点取决于运动副的形式。

2. 运动副的分类

按构成运动副的两构件之间的相对运动（平面运动或空间运动）将运动副分为平面运动副和空间运动副。这里重点介绍平面运动副。

根据运动副中两构件的接触形式不同，运动副可分为低副和高副。

(1) 低副

两构件通过面接触组成的运动副称为低副。按两构件的相对运动形式，平面低副可分为以下几种。

① 转动副

若组成运动副的两构件只能绕某一轴线作相对转动，这种运动副称为转动副(也可称铰链)。如图1-2所示，轴承与轴颈的外圆柱面接触，构成转动副。轴承限制了轴颈沿 x 方向和 y 方向的移动，只允许轴颈绕 z 轴转动，故转动副的约束数为2。

② 移动副

若组成运动副的两构件只能沿某一轴线相对移动，这种运动副称为移动副。如图1-3所示，滑块与导槽平面接触，构成移动副。导槽限制了滑块沿 y 方向的移动和在 xOy 平面内的转动，故其约束数也为2。

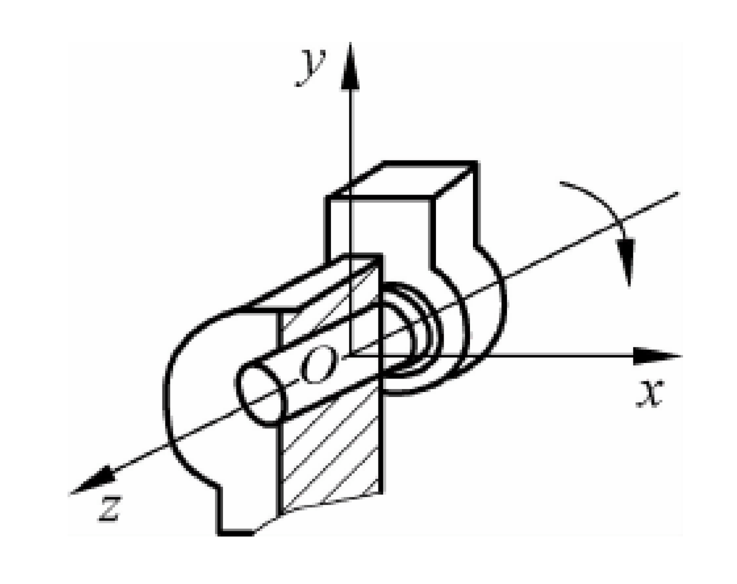


图1-2 转动副

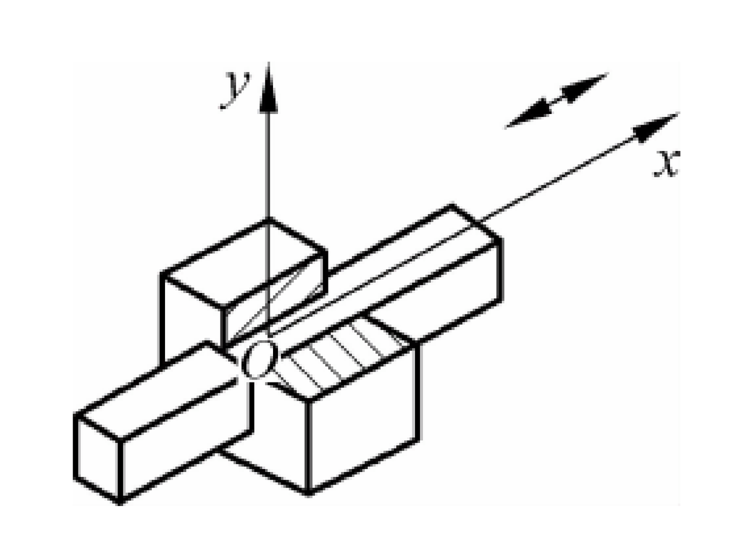


图1-3 移动副

(2) 高副

两构件通过点或线接触组成的运动副称为高副。如图1-4所示，凸轮与从动件推杆之间为点接触；图1-5中，两齿轮的啮合齿廓间为线接触，它们分别构成高副。平面高副的约束数为1。

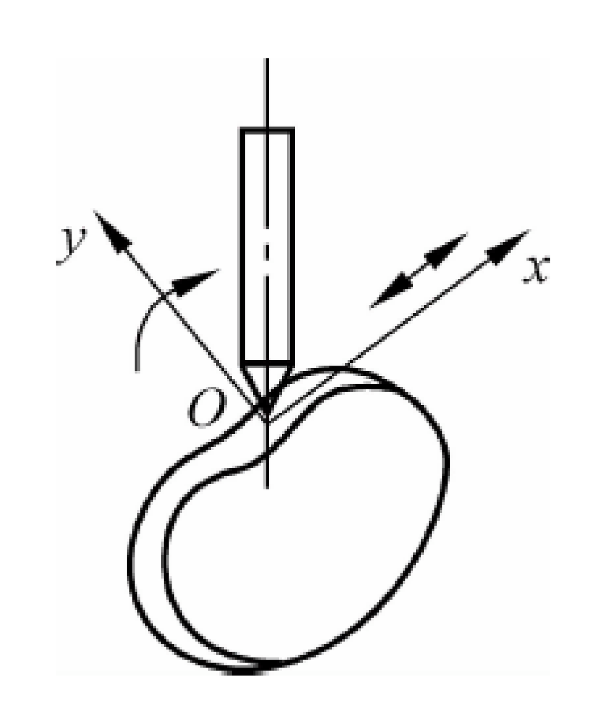


图1-4 点接触高副

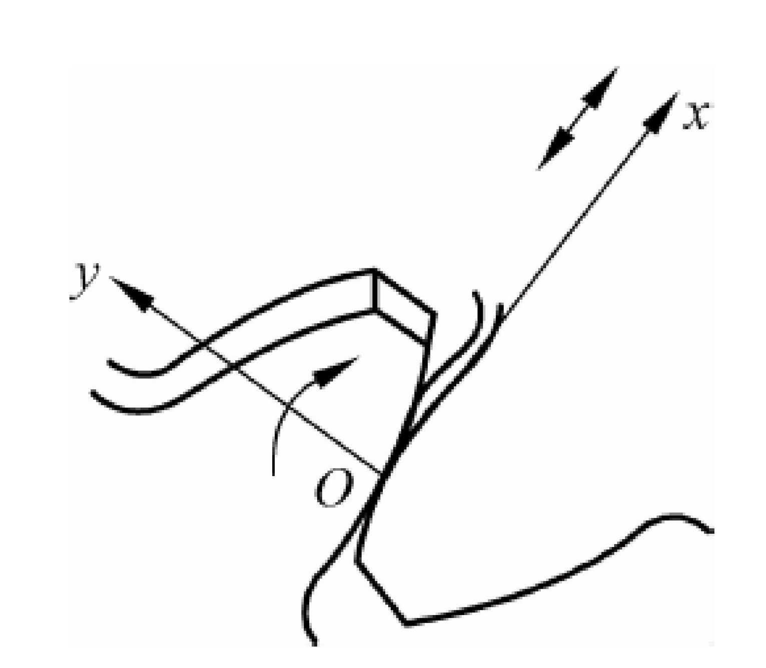


图1-5 线接触高副

1.1.2 运动链和机构

2个以上的构件以运动副连接而构成的系统称为运动链。未构成首末相连的封闭环的运动链称为开链，否则称为闭链(见图1-6)。一般机械中都采用闭链。

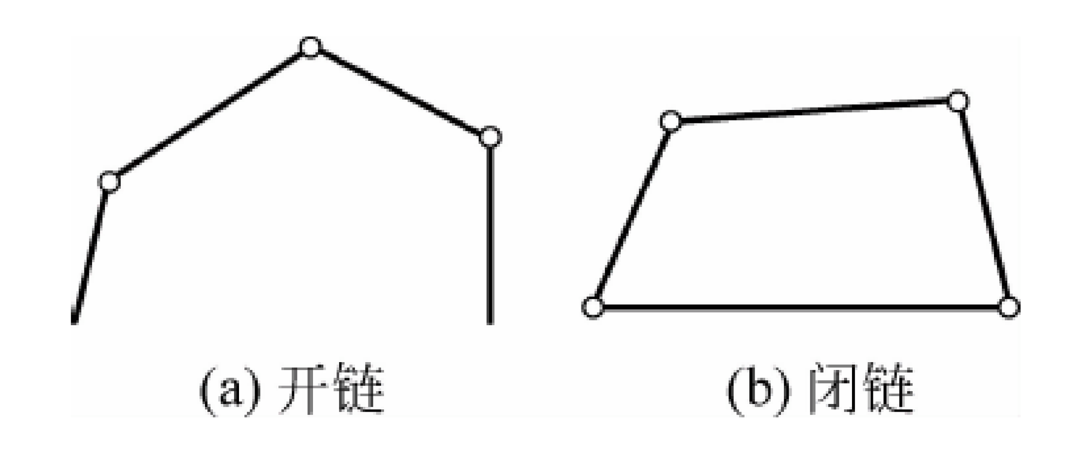


图1-6 运动链

在闭式运动链中，如果将其中的某一个构件加以固定，另一个构件或少数几个构件按给定的运动规律相对于固定构件运动时，其余的构件也随之作确定的运动，这

种运动链称为机构。其中，被固定的构件称为机架，按给定的运动规律运动的构件称为主动件或原动件，其余的构件称为从动件。由此可见，机构是由原动件、从动件和机架 3 部分组成的。

1.2　平面机构的运动简图

在对现有机械进行分析和设计新的机械时，都需要运用机构运动简图。机构各部分的运动是由其原动件的运动规律、该机构中各运动副的类型和各运动副相对位置的尺寸来决定的，而与构件的真实形状和运动副的具体构造无关。因此，在研究机构运动时，为了使问题简化，可以不考虑那些与运动无关的因素，仅用简单的符号和线条来代表构件和运动副，并按一定比例表示各运动副的相对位置。这种表明机构中各构件间相对运动关系的简单图形称为机构运动简图。

简图中一般应包括构件数目、运动副的数目和类型、构件之间的连接关系、与运动变换相关的构件尺寸参数、主动件及运动特性等几方面的内容。

1.2.1　构件及运动副的表示方法

1．构件的表示方法

构件均用线段或小方块来表示，可用画有一组平行斜线的部分表示机架(固定构件)。常见构件的表示方法见表 1-1。

表 1-1　常见构件的表示方法

杆、轴类构件	
固定构件	
同一构件	
两副构件	
三副构件	

2．运动副的表示方法

表 1-2 中所列为常用的运动副的表示方法。其中，转动副中如果回转轴线与图面垂直，

就应该用表 1-2 中(a)表示；如果回转轴线与图面不垂直，就用表 1-2 中(b)表示。对于表示转动副的圆圈，其圆心必须与回转轴线重合。

表 1-2　常用运动副的代表符号

运动副名称	运动副符号
转动副	(a)　(b)
移动副	
齿轮副	
凸轮副	

1.2.2　绘制机构运动简图的步骤

下面通过实例来说明绘制机构运动简图的步骤和方法。

例 1-1　试绘制图 1-7(a)所示内燃机曲柄滑块机构的运动简图。

解　(1) 分析机构的运动，找出机构的机架、原动件和从动件。从原动件开始，依照传动顺序分析各从动件，搞清运动传递的路线及各构件相对运动的性质，从而确定该机构的构件数目和运动副的类型及数目。

本例中，内燃机的机身 1 是机架，活塞 4 是原动件(爆发冲程时)，连杆 3、曲柄 2 为从动件。当活塞 4 作往复运动时，曲柄 2 作回转运动，所以活塞 4 和机架 1 组成移动副；活塞 4 和连杆 3，连杆 3 和曲柄 2，曲柄 2 和机架 1 共组成 3 个转动副。

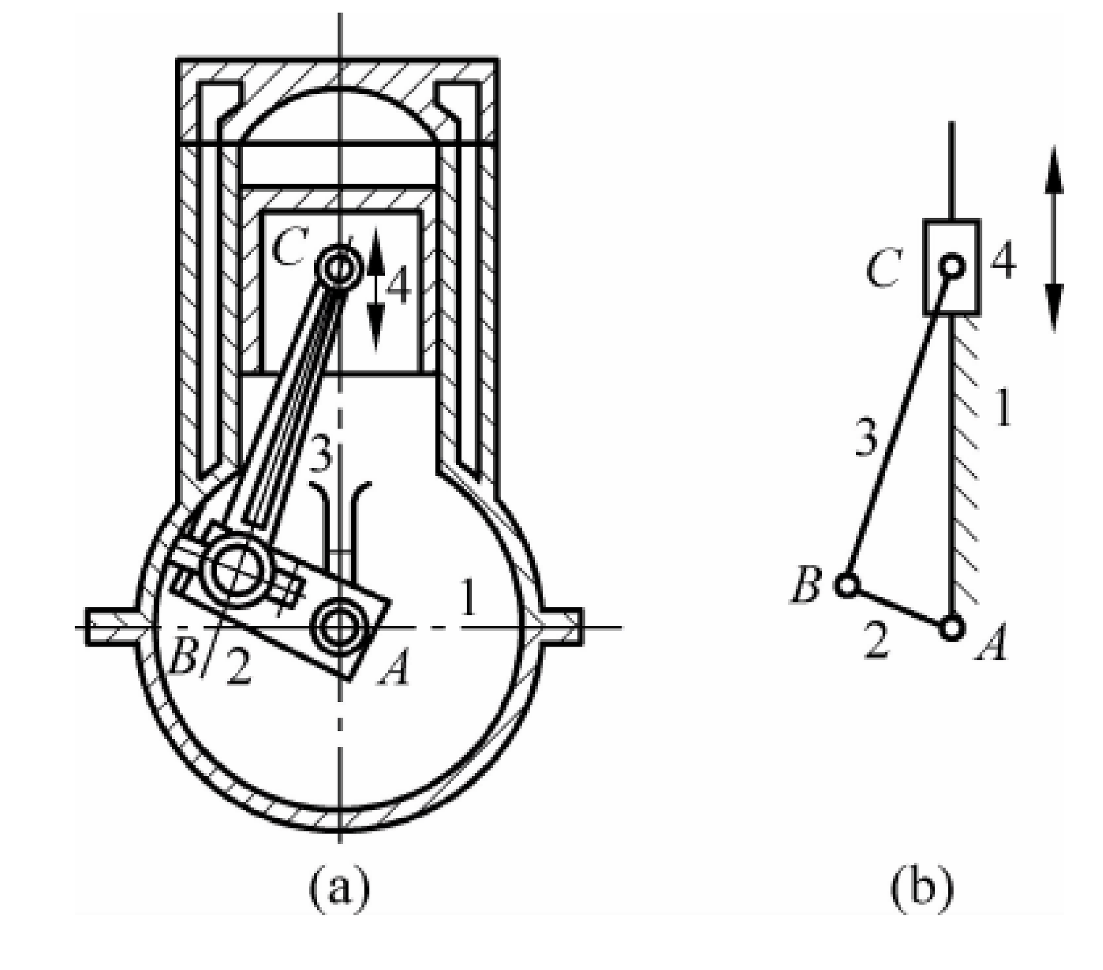


图 1-7　内燃机及其机构简图
1—机架；2—曲柄；3—连杆；4—活塞

(2) 选择视图和比例尺。在全面地分析了机构的运动以后，必须选择机构的某个瞬时运动位置作为绘制机构运动简图的原始依据，一般应选取能反映机构多数构件运动状况的平面作为投影面。必要时还要补充辅助视图，以便清楚地反映机构的运动特征。

本例选曲柄的运动平面为投影面，已能清楚地反映各构件的运动，不必再添加辅助平面。

根据图纸的大小和实际机构的大小，选择适当的长度比例尺

$$\mu = \frac{\text{构件的实际长度(m)}}{\text{构件的图示长度(m)}}$$

根据 μ，算出各运动副相对位置的尺寸（如转动副的中心距、移动副的导路方位及高副的接触点位置等）。

(3) 在运动副的位置上画上规定的运动副符号，再用简单的线条连接起来，画出机构运动简图，并给构件编号，给运动副标注字母。

本例从活塞 4 开始，顺序画出机构运动简图，如图 1-7(b)所示。

1.3　平面机构自由度的计算

1.3.1　平面运动构件的自由度

构件具有的独立运动的数目，称为构件的自由度。在三维空间内自由运动的构件具有 6 个自由度，即沿 3 个坐标轴的移动和绕 3 个坐标轴的转动。作平面运动的构件（见图 1-8）则有 3 个自由度，即沿 x 轴和 y 轴方向的移动和在 xOy 平面内的转动。

由前所述，2 个构件在构成运动副以后，将引入约束，约束的数目等于被限制的自由度数。每构成 1 个低副，就引入了 2 个约束，限制了 2 个自由度，只剩 1 个自由度（转动或移动）；每构成 1 个高副，就引入了 1 个约束，限制了 1 个自由度（沿接触点法线的移动），还剩 2 个自由度。

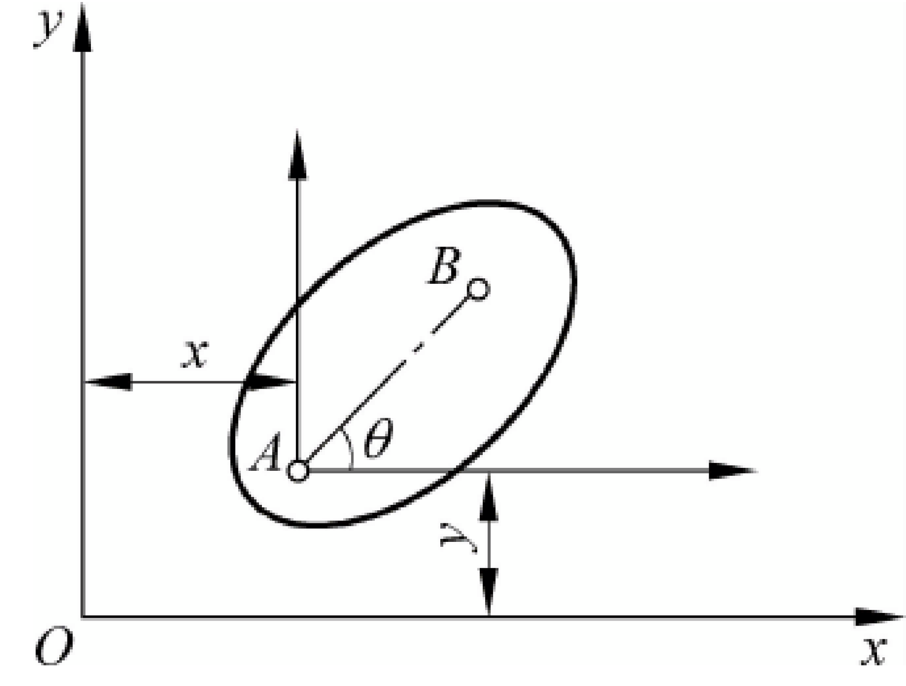


图 1-8　平面运动构件的自由度

1.3.2　平面机构自由度的计算

设某平面机构由 1 个机架和 n 个活动构件所组成，在机构中共有 P_L 个低副和 P_H 个高副。由于 1 个活动构件有 3 个自由度，1 个低副引进 2 个约束，1 个高副引进 1 个约束，因此该机构的自由度 F 应为

$$F = 3n - 2P_L - P_H \tag{1-1}$$

用式(1-1)计算图 1-9 所示机构的自由度，则为 $F=3\times3-2\times4=1$，因此该机构的自由度为 1。计算图 1-10 所示机构的自由度，则为 $F=3\times4-2\times5=2$。

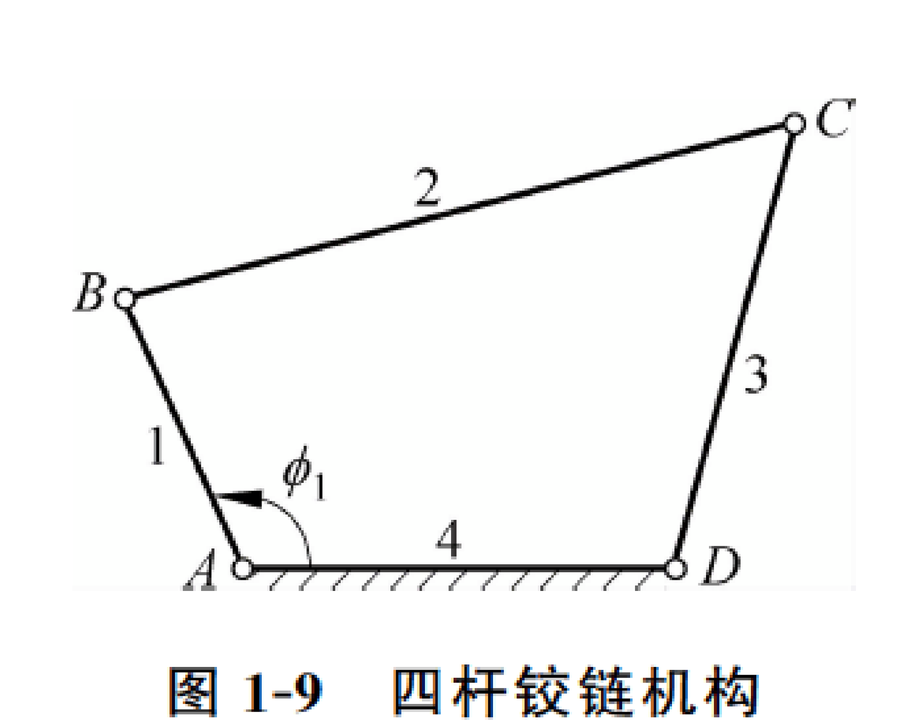


图 1-9　四杆铰链机构

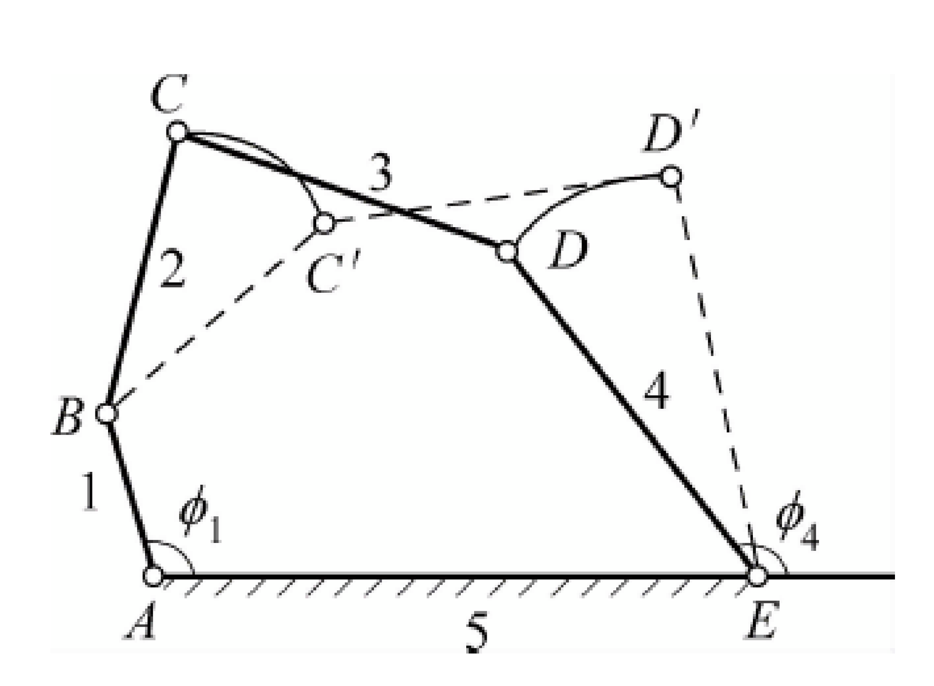


图 1-10　五杆铰链机构

1.3.3 机构具有确定运动的条件

机构要实现预期的运动传递和变换，必须使其运动具有可能性和确定性。如图 1-11 所示，由 3 个构件通过 3 个转动副连接而成的系统就没有运动的可能性。又如图 1-10 所示的五杆系统，若取构件 1 作为原动件，当给定 ϕ_1 时，杆 2、3、4 既可以处在实线位置，也可以处在虚线或其他位置，因此，其从动件的运动是不确定的。如果给定构件 1、4 的位置参数 ϕ_1 和 ϕ_4，则其余构件的位置就都被确定下来。再如图 1-9 所示的四杆机构，当给定构件 1 的位置，其他构件的位置也就被相应确定。

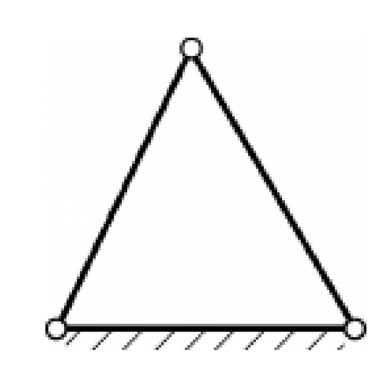


图 1-11 桁架

那么机构要具有确定的相对运动，究竟取一个还是几个构件作原动件，这取决于机构的自由度。由前面计算可知，图 1-9 所示机构的自由度为 1，当给定 1 个原动件时，机构的运动确定。而图 1-10 所示机构的自由度为 2，当给定原动件 1 和 4 时，机构的运动确定。

综上所述，机构具有确定运动的条件是：

(1) 机构的自由度 $F>0$；

(2) 机构的原动件数等于机构的自由度数。

1.3.4 计算机构自由度的注意事项

在计算平面机构的自由度时，应注意 3 种特殊情况。

1. 复合铰链

2 个以上的构件共用同一转动轴线所构成的转动副称为复合铰链。如图 1-12(a)所示，构件 1、2、3 在同一处构成转动副，而从图 1-12(b) 所示其左视图可见，该机构包含 2 个转动副。显然，如有 m 个构件汇集在一起，就有 $m-1$ 个转动副。

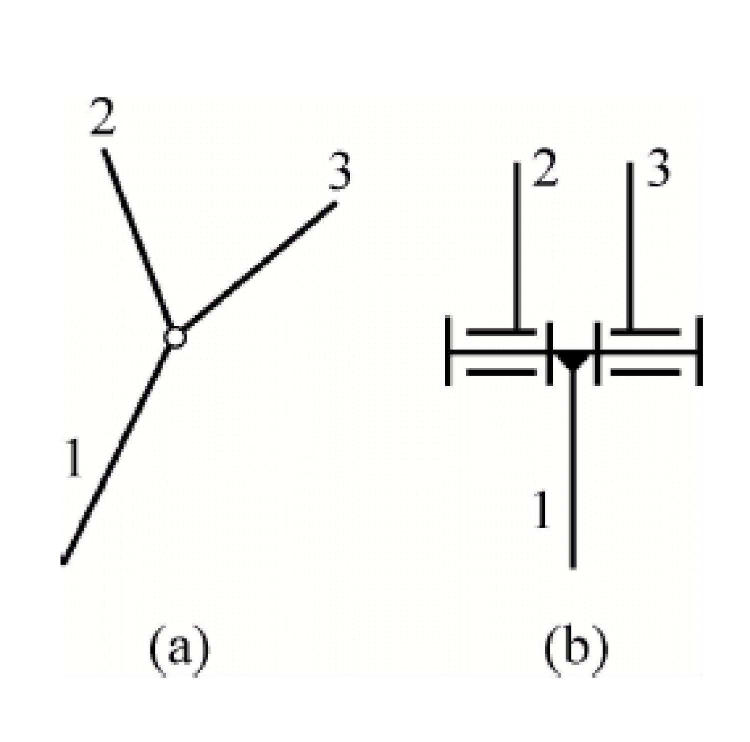


图 1-12 复合铰链

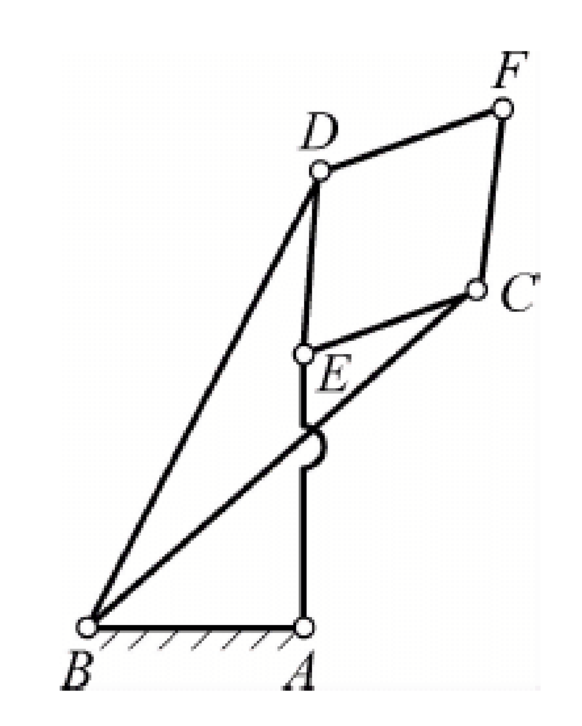


图 1-13 含有复合铰链的机构

例 1-2 计算图 1-13 所示机构的自由度。

解 此机构 B、C、D、E 4 处都是由 3 个构件组成的复合铰链，各具有 2 个转动副，所以对于这个机构可得 $n=7$，$P_L=10$，$P_H=0$。

由式(1-1)得

$$F' = 3\times 7 - 2\times 10 - 0 = 1$$

2. 局部自由度

机构中某些构件所具有的不影响机构输入与输出运动关系的自由度称为局部自由度。如图 1-14(a)所示的凸轮机构中，滚子绕本身轴线的转动不影响其他构件的运动，该转动的

自由度即为局部自由度。计算时先把滚子看成与从动件连成一体，如图 1-14(b)所示，消除局部自由度后，再计算该机构的自由度。

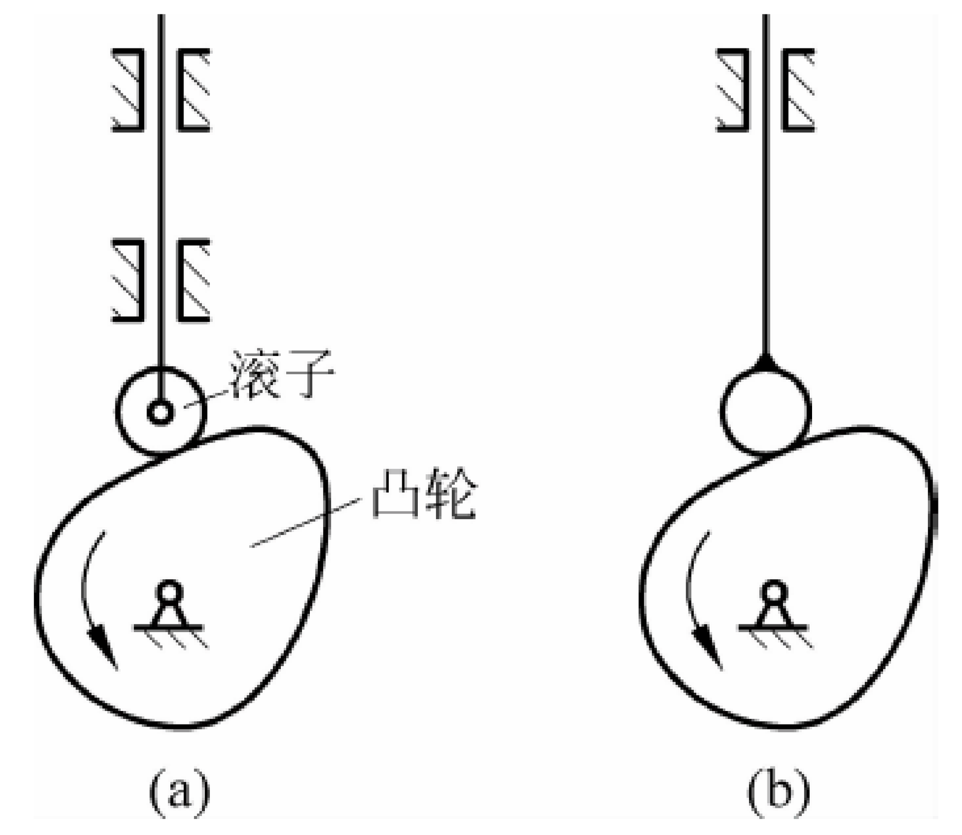


图 1-14　局部自由度

3. 虚约束

对运动不起独立限制作用的约束称为虚约束。在计算自由度时应先去除虚约束。

虚约束常在下列情况下发生。

(1) 如果两相连接构件在连接点上的运动轨迹相重合，则该运动副引入的约束为虚约束。如图 1-15(b)所示，平行四边形机构中，连杆 3 作平动，如果 EF 平行并等于 AB 及 CD，则连杆 5 上 E 点的轨迹与连杆 3 上 E 点的轨迹重合。因此，EF 杆带进了虚约束，计算时先将其简化成图 1-15(a)。如果不满足上述几何条件，则 EF 杆带进的为有效约束，如图 1-15(c)所示，此时该机构的自由度 $F=0$。

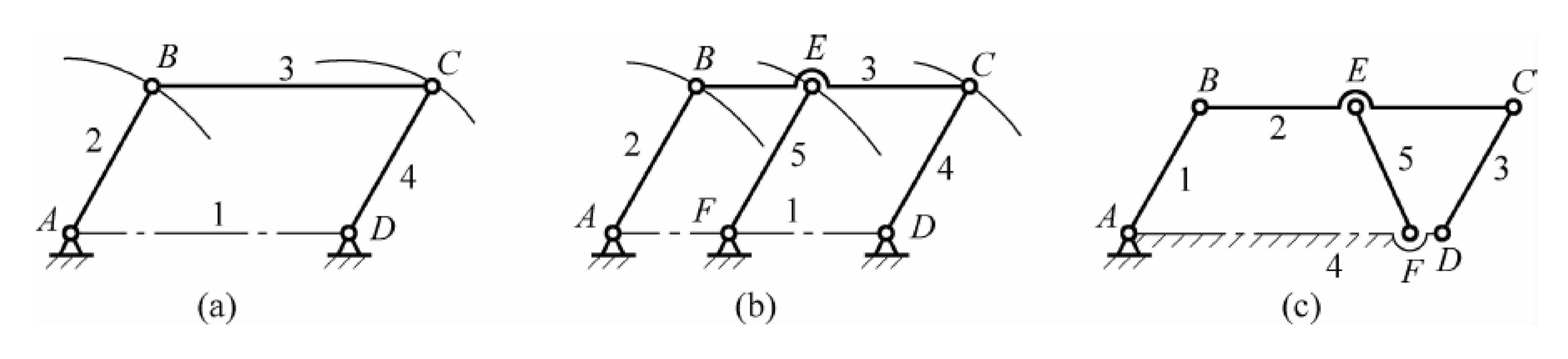


图 1-15　运动轨迹重合引入的虚约束

(2) 机构运动时，如果两构件上的某两点间的距离始终保持不变，将此两点用一个构件和两个转动副相连，由此而形成的约束也是虚约束，如图 1-16 所示的虚线部分。

图 1-16　两点间距离不变引入的虚约束

(3) 如果 2 个构件组成多个移动方向一致的移动副，如图 1-17 所示，或 2 个构件组成多个轴线重合的转动副时(见图 1-18)，只考虑其中一处的约束，其余各处带进的约束均为虚约束。

(4) 在机构中对传递运动不起独立作用的对称部分引入的约束为虚约束。如图 1-19 所示的行星轮系，只需要 1 个齿

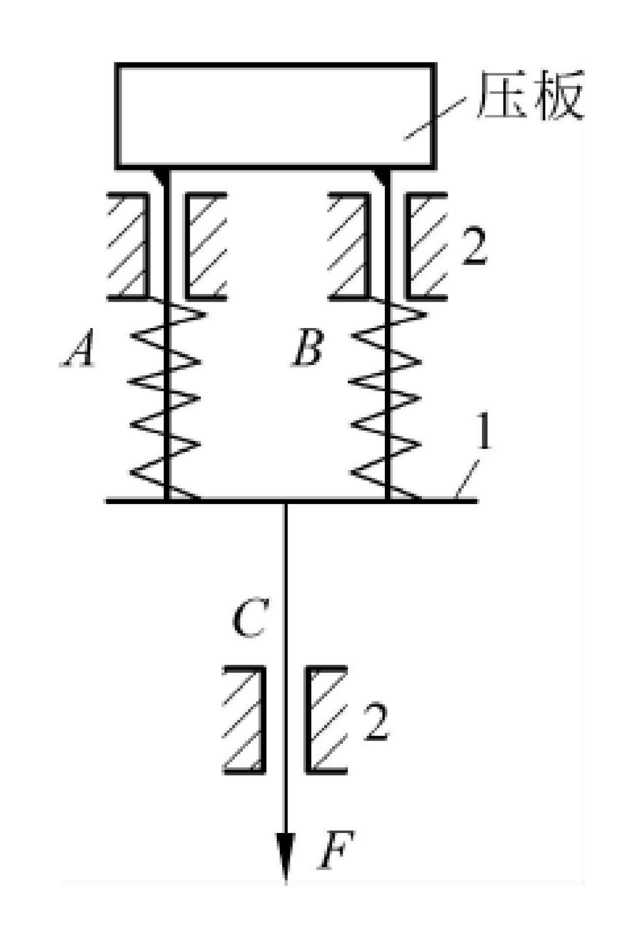


图 1-17　移动方向一致引入的虚约束

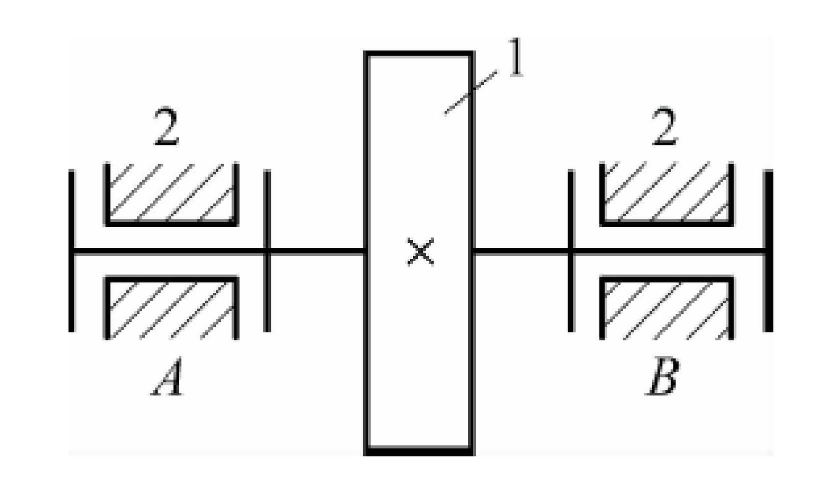


图 1-18　轴线重合引入的虚约束

轮便可传递运动。但为了提高承载能力并使机构受力均匀，图中采用了 3 个完全相同的行星轮对称布置。这里每增加 1 个行星轮(包括 2 个高副和 1 个低副)便引进 1 个虚约束。

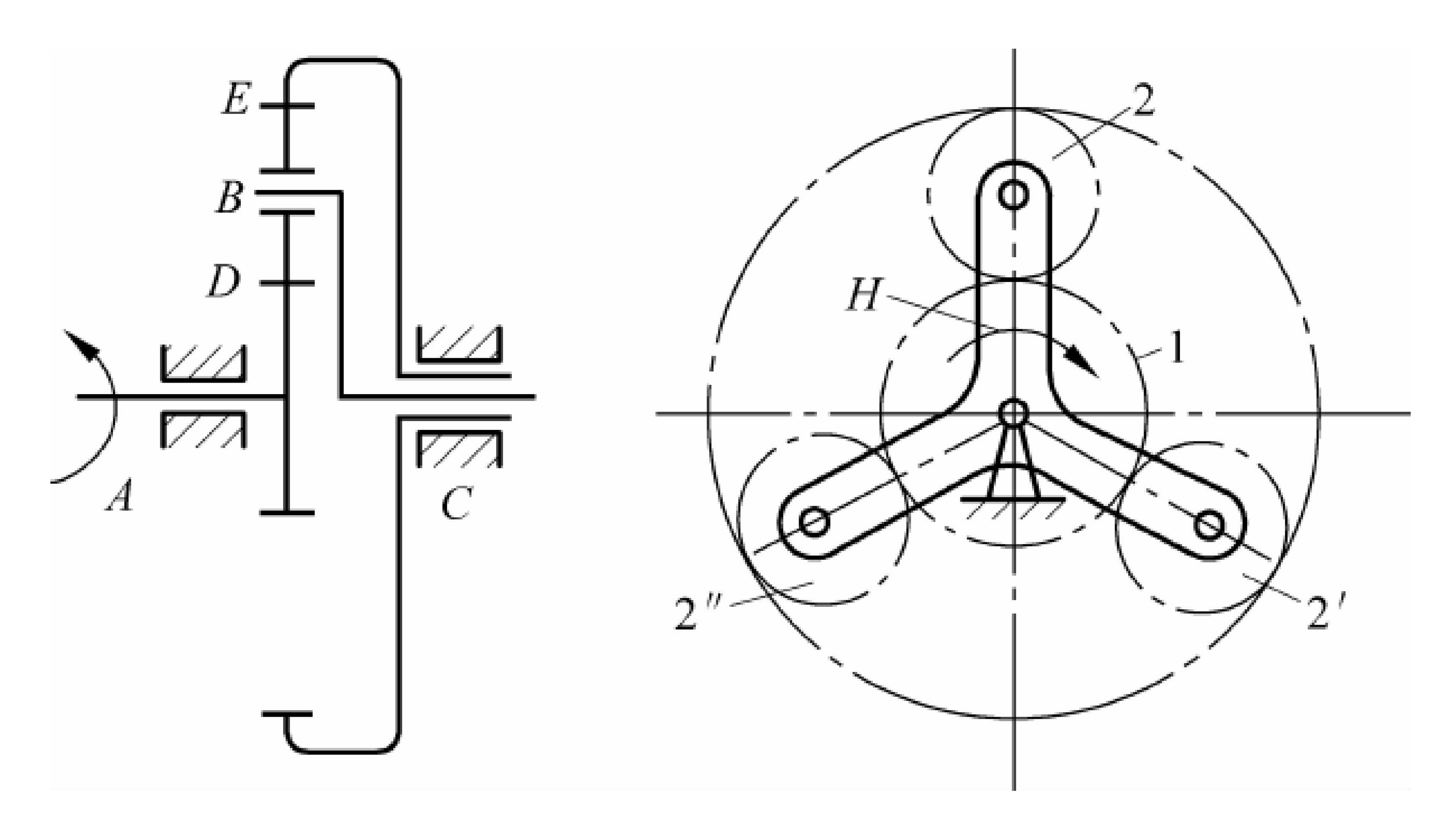


图 1-19 对称部分引入的虚约束

虚约束虽不影响机构的运动，但能增加机构的刚性，并改善其受力状况，因而被广泛采用。这些虚约束对机构的几何条件要求较高，对机构的加工和装配精度提出了较高要求。

例 1-3 试计算图 1-20(a)所示机构的自由度。

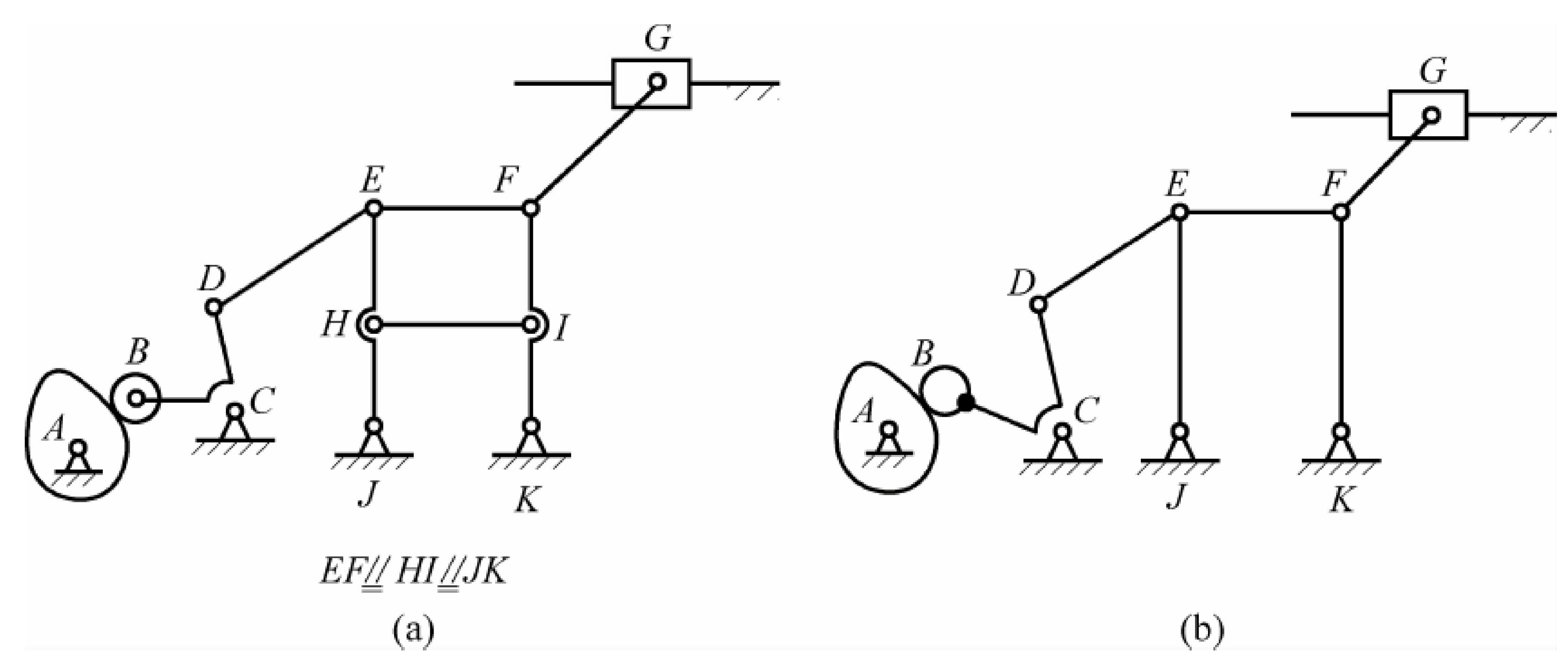


图 1-20 例 1-3 图

解 由图 1-20(a)可知，B 为滚子，有 1 个局部自由度；$EF \parallel HI \parallel JK$，且 $EF=HI=JK$，则 HI 杆及两端转动副会带进虚约束。将局部自由度和虚约束除去后，如图 1-20(b)所示。图中 E、F 两处有 3 个构件铰接，各为含 2 个转动副的复合铰链。故该机构中，$n=8$，$P_L=11$，$P_H=1$。

由式(1-1)得

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$$

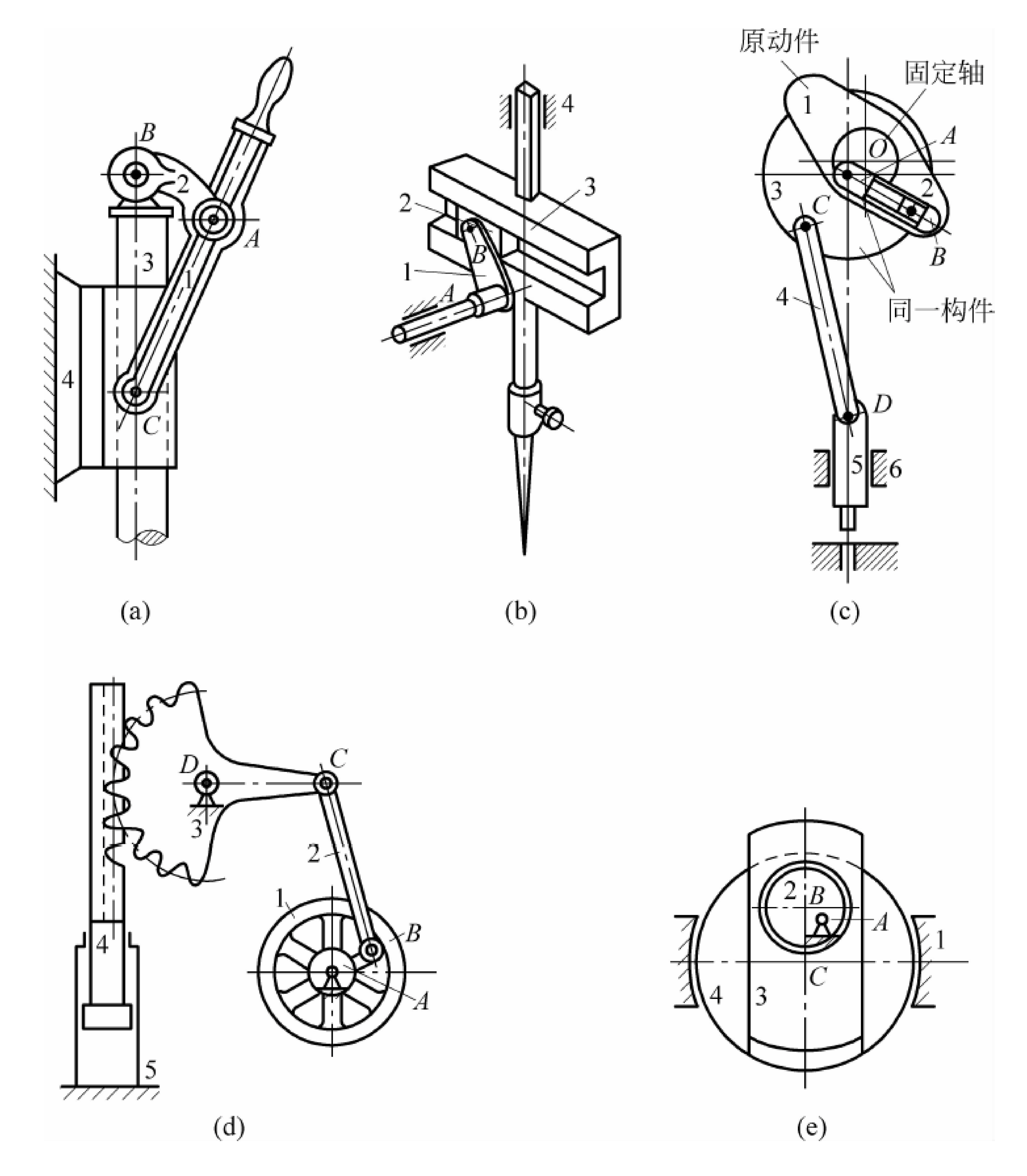
思考题

1. 什么是高副？什么是低副？在平面机构中，高副和低副各引入几个约束？

2. 绘制机构运动简图的目的和意义是什么？

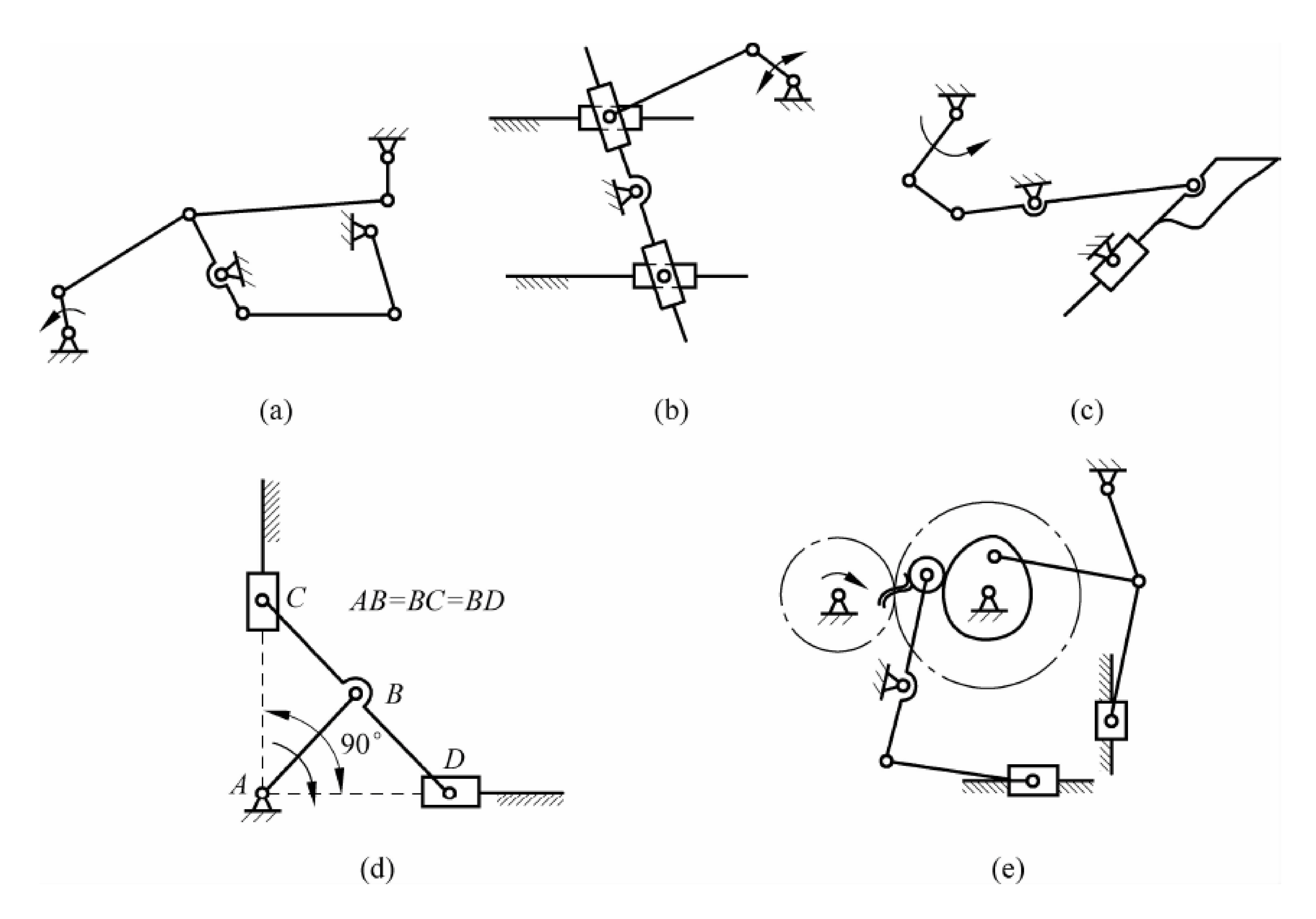
3. 机构具有确定运动的条件是什么？当机构的原动件数少于或多于机构的自由度数时，机构的运动将会出现什么情况？

4. 试绘制题 4 图所示机构的运动简图。



题 4 图

5. 计算题 5 图所示各机构的自由度，并说明欲使机构具有确定的运动，需要几个原动件？



题 5 图

第 2 章

平面连杆机构

导读

平面连杆机构是一种应用十分广泛的机构，在各种机器、仪器和仪表中经常都可以看到各种各样的连杆机构，如家用缝纫机、搅拌机、机械手等。本章将结合其在生产、生活中的具体应用，介绍平面连杆机构的结构特点、工作原理和应用场合。通过本章的学习，要求能正确分析和选用具体机构，为设计新的机构打下一定的基础。

2.1 概述

平面连杆机构是由若干个构件用低副连接而成的机构，又称平面低副机构，广泛地应用于各种机械和仪表中。

平面连杆机构的主要优点有：

(1) 平面连杆机构中的运动副都是低副，运动副两构件为面接触，承受的压强小，且易于润滑，因此构件磨损较轻，可以承受较大载荷。

(2) 构成运动副的表面是圆柱面或平面，制造方便，容易获得较高的精度。它是靠本身的几何约束来保持接触，所以工作可靠。

(3) 容易实现常见的转动、移动及转换，并可使从动件获得多种不同的运动规律。

平面连杆机构的主要缺点有：

(1) 由于低副中存在着间隙，机构将不可避免地产生运动误差，不易精确地实现复杂的运动规律。

(2) 平面连杆机构运动时产生的惯性力难以平衡，所以不适宜用于高速场合。

2.2 平面连杆机构的基本形式及其演化

2.2.1 平面连杆机构的基本形式

由 4 个构件通过转动副连接而成的四杆机构是平面连杆机构的最基本的形式，称为铰链四杆机构，如图 2-1 所示。其中 AD 杆是机架，与机架相对的 BC 杆称为连杆，与机架相连的 AB 杆和 CD 杆称为连架杆。凡能作整周回转的连架杆称为曲柄，只能在小于 360°范围内摆动的连架杆称为摇杆。

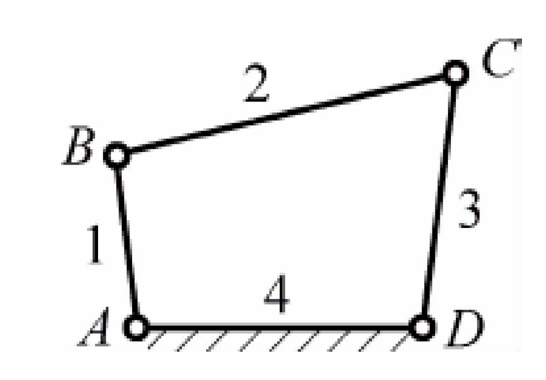


图 2-1 铰链四杆机构

在铰链四杆机构中,根据有无曲柄可以分成 3 类。

1. 曲柄摇杆机构

两连架杆中,1 个为曲柄、1 个为摇杆的四杆机构,称为曲柄摇杆机构。图 2-2 所示的搅拌机及图 2-3 所示的缝纫机脚踏机构均属于曲柄摇杆机构。

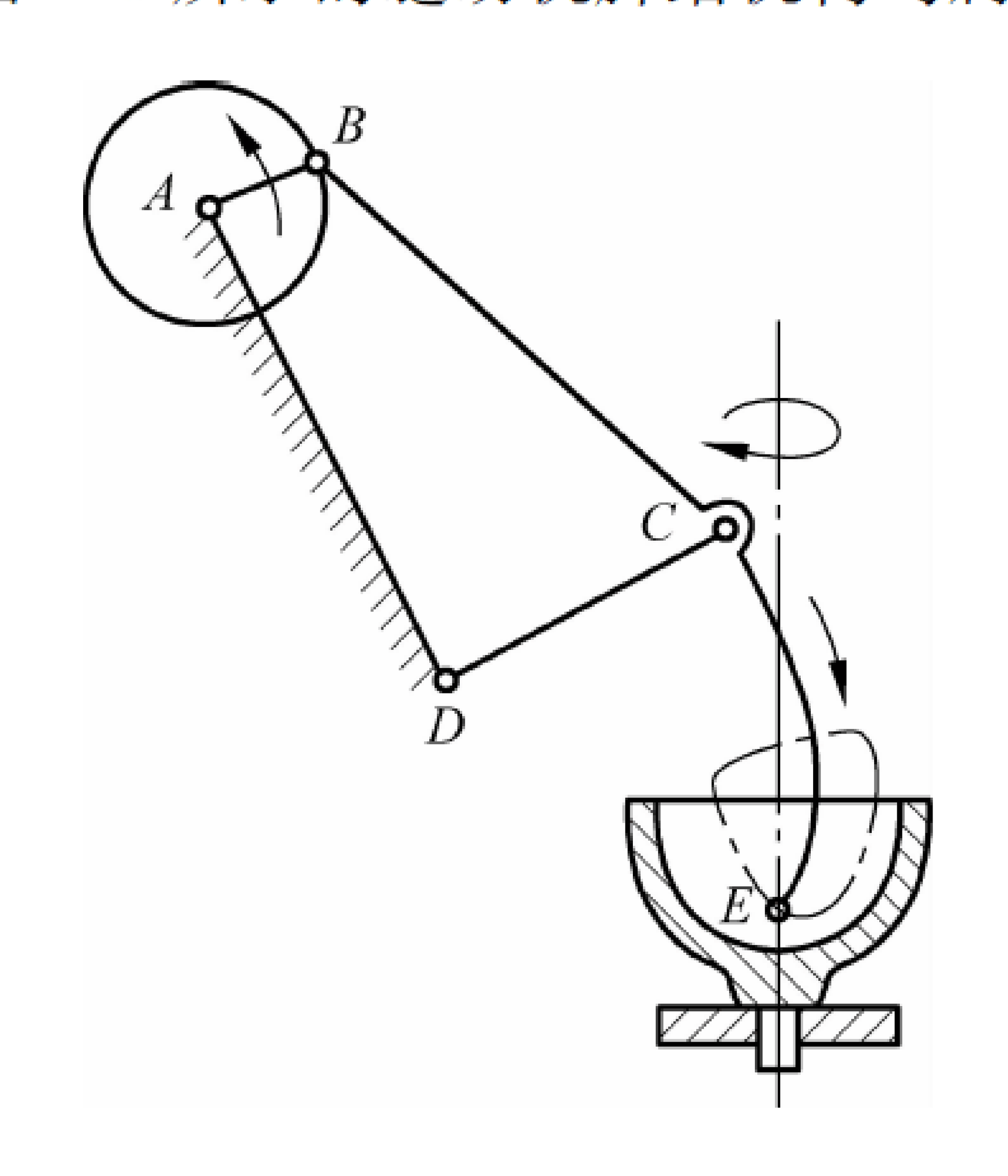


图 2-2　搅拌机

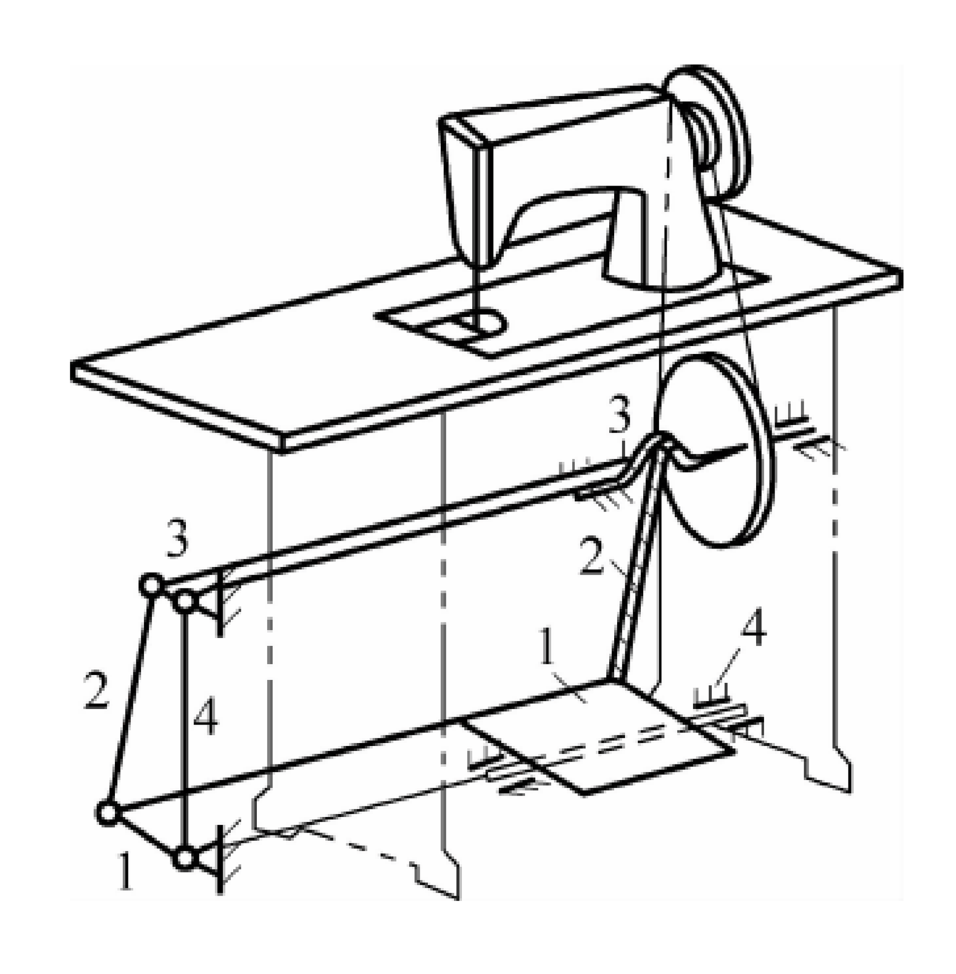


图 2-3　缝纫机脚踏机构

2. 双曲柄机构

两连架杆均为曲柄的铰链四杆机构称为双曲柄机构,如图 2-4 所示。常见的双曲柄机构形式有两曲柄长度不相等的不等长双曲柄机构(见图 2-4(a))、4 个杆形成平行四边形的平行双曲柄机构(见图 2-4(b))以及相对的两杆件分别等长但互不平行的反向双曲柄机构(见图 2-4(c))。

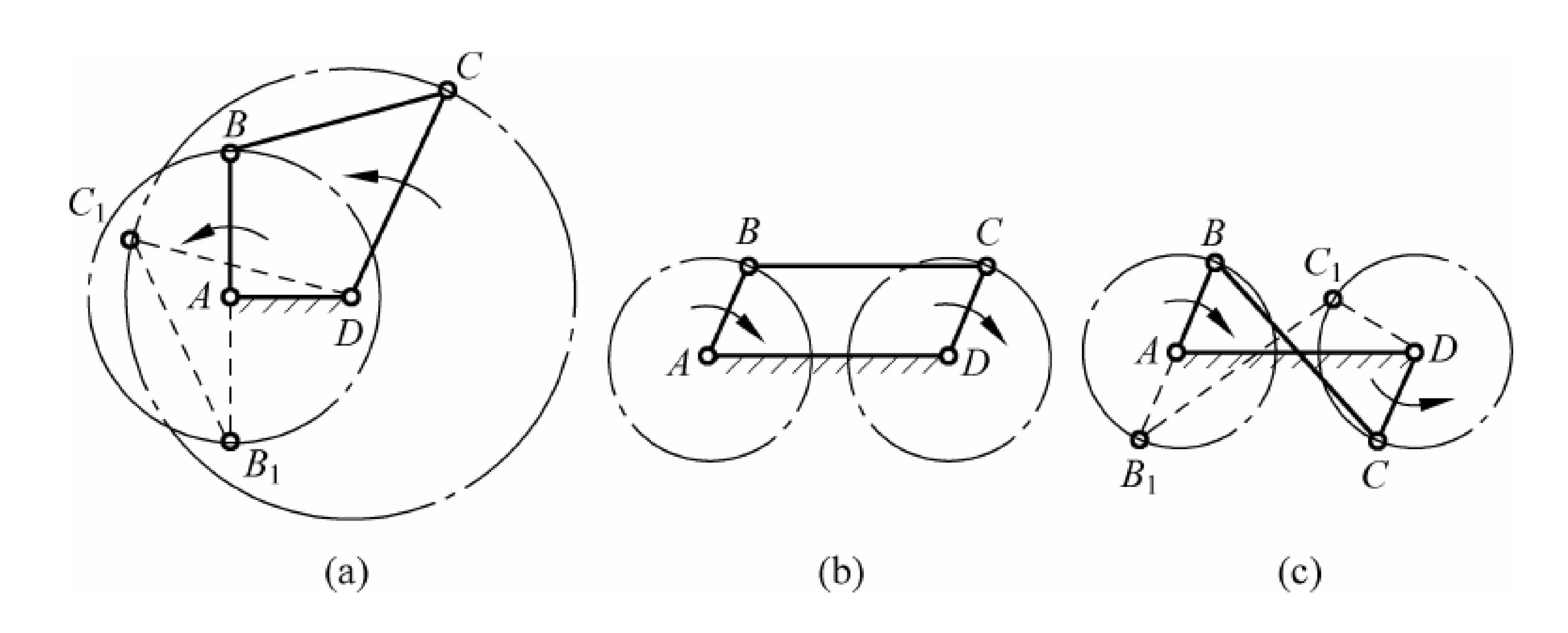


图 2-4　常用双曲柄机构运动简图

双曲柄机构的典型应用实例有惯性筛(见图 2-5)、机车车辆机构(见图 2-6)及汽车车门启闭机构(见图 2-7)。

3. 双摇杆机构

两连架杆均为摇杆的铰链四杆机构称为双摇杆机构。如图 2-8 所示的起重吊车机构及图 2-9 所示的电风扇的摇头机构,均为双摇杆机构。

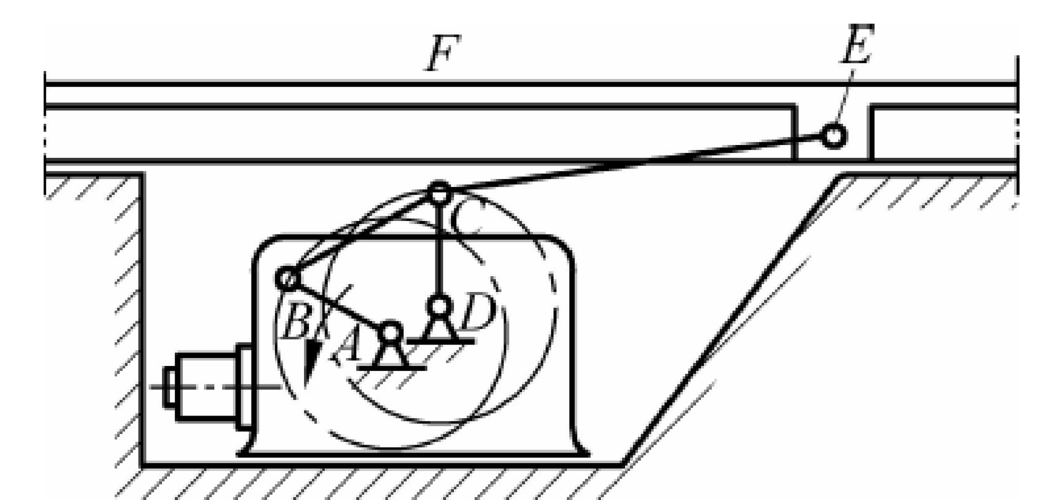


图 2-5　惯性筛

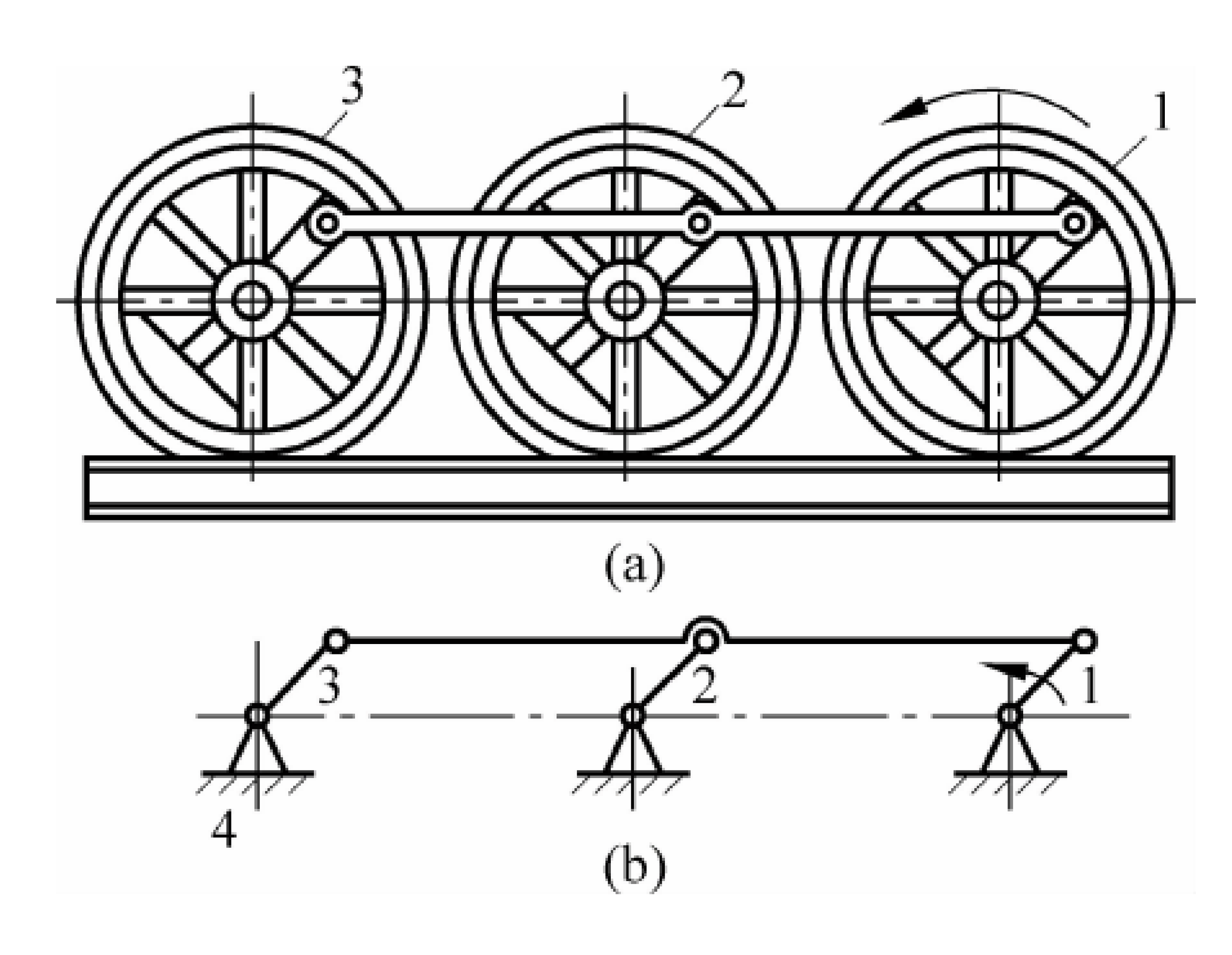


图 2-6 机车车辆机构

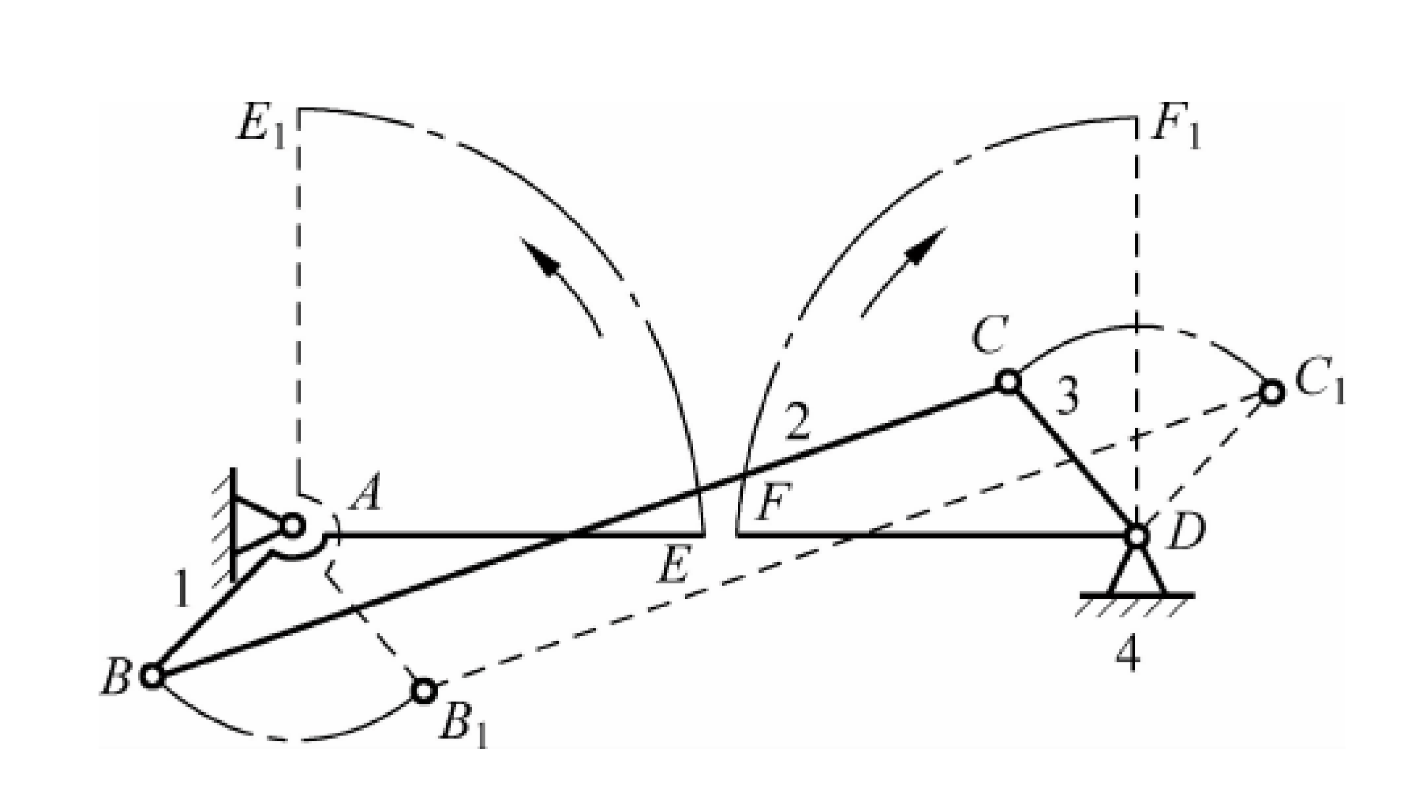


图 2-7 汽车车门启闭机构

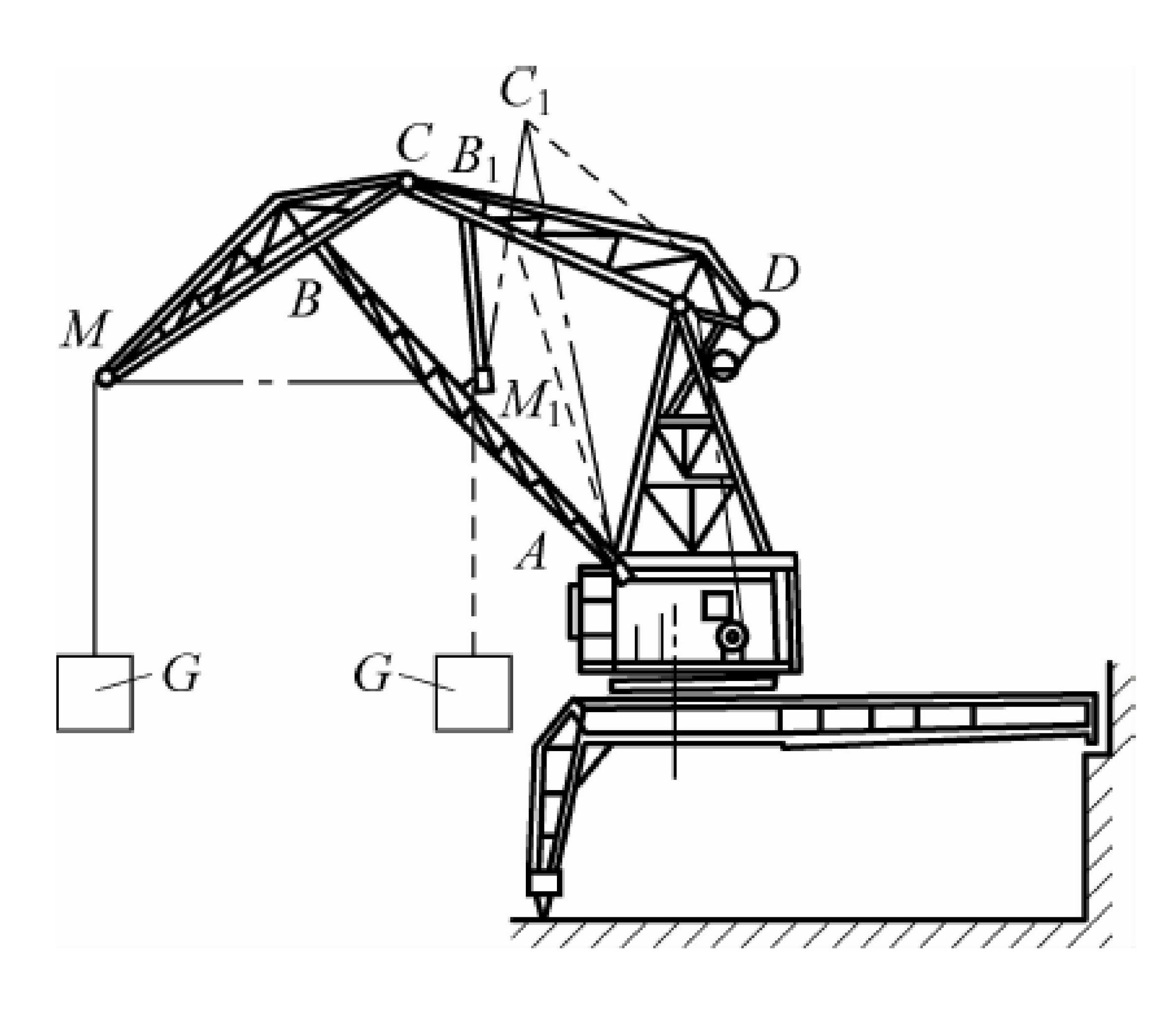


图 2-8 起重吊车机构

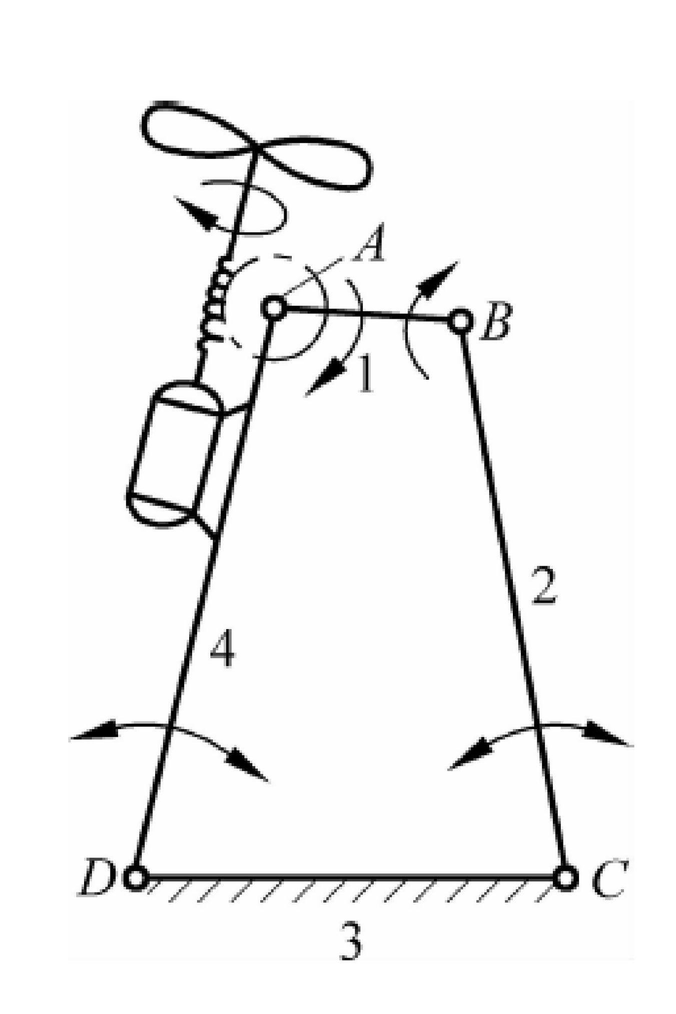


图 2-9 电风扇摇头机构

2.2.2 平面四杆机构的演化

生产中广泛应用着的各种四杆机构都可以看成是由铰链四杆机构通过演化得来的。下面通过实例,介绍平面四杆机构的演化方法。

1. 扩大转动副,使转动副变成移动副

在图 2-10(a)所示的曲柄摇杆机构中,当曲柄 1 绕轴 A 回转时,铰链 C 将沿圆弧 β 往复运动。若在机架 4 上制作一同样轨迹的圆弧槽,并将摇杆 3 做成弧形滑块置于槽中滑动,显然其运动性质并未发生改变,但此时曲柄摇杆机构已演化为具有曲线导轨的曲柄滑块机构,如图 2-10(b)所示。

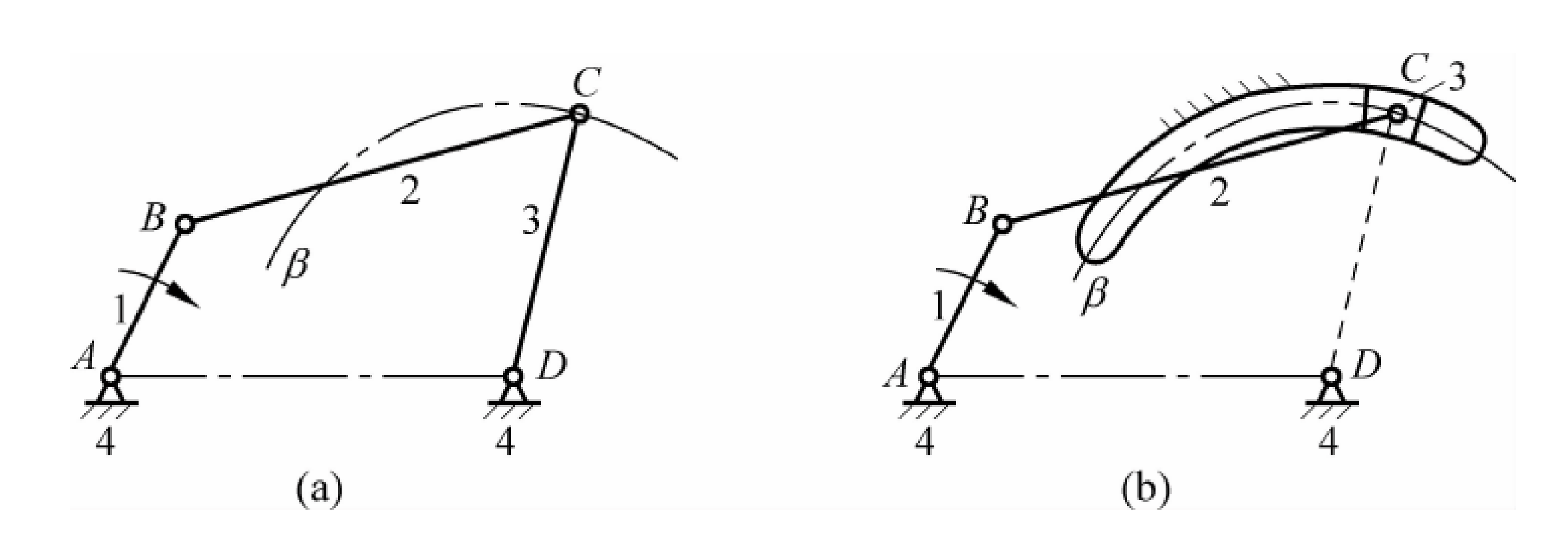


图 2-10 摇杆形状的改变

若将圆弧导轨的半径增至无穷大，则图 2-10(b)中的圆弧导轨将变成直线导轨，滑块将沿直线运动。此时滑块移动方向线 β 不通过曲柄回转中心，故称为偏置曲柄滑块机构，如图 2-11(a)所示，曲柄回转中心至滑块移动方向线 β 的垂直距离称为偏距 e。当滑块移动方向线 β 通过曲柄回转中心 A 时($e=0$)，则称为对心曲柄滑块机构，如图 2-11(b)所示。

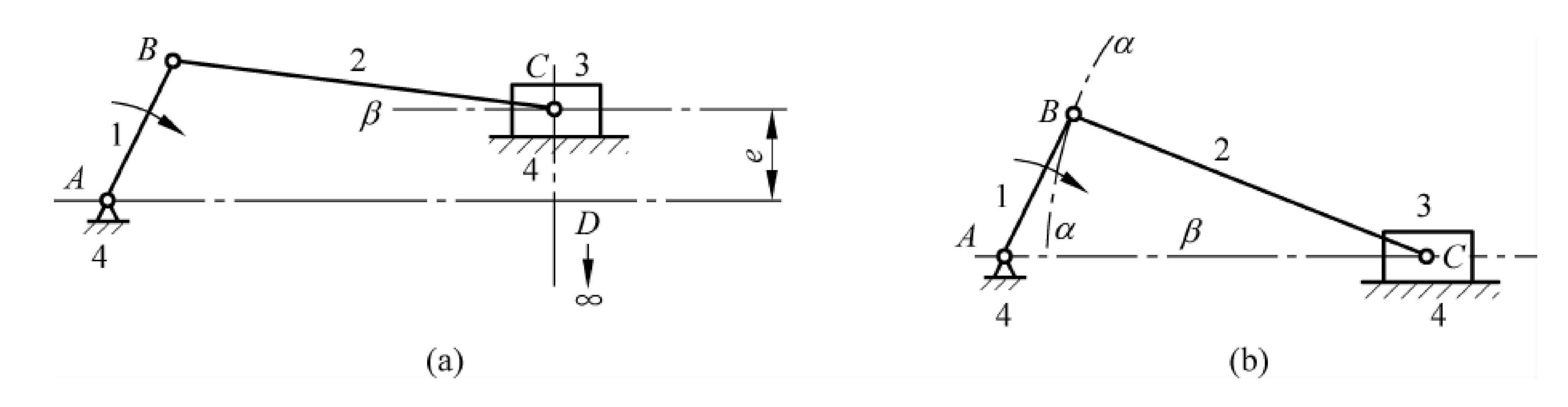


图 2-11　曲柄滑块机构

曲柄滑块机构在冲床、内燃机、空气压缩机等各种机械中得到了广泛应用。

2. 取不同构件作为机架

(1) 曲柄摇杆机构的演化

图 2-12(a)所示的曲柄摇杆机构中，杆 1 为曲柄，α 和 β 可达 360°。若以杆 4 或杆 2 为机架，可得曲柄摇杆机构，如图 2-12(a)、(c)所示；若以杆 1 为机架，可得双曲柄机构，如图 2-12(b)所示；若以杆 3 为机架，可得双摇杆机构，如图 2-12(d)所示。

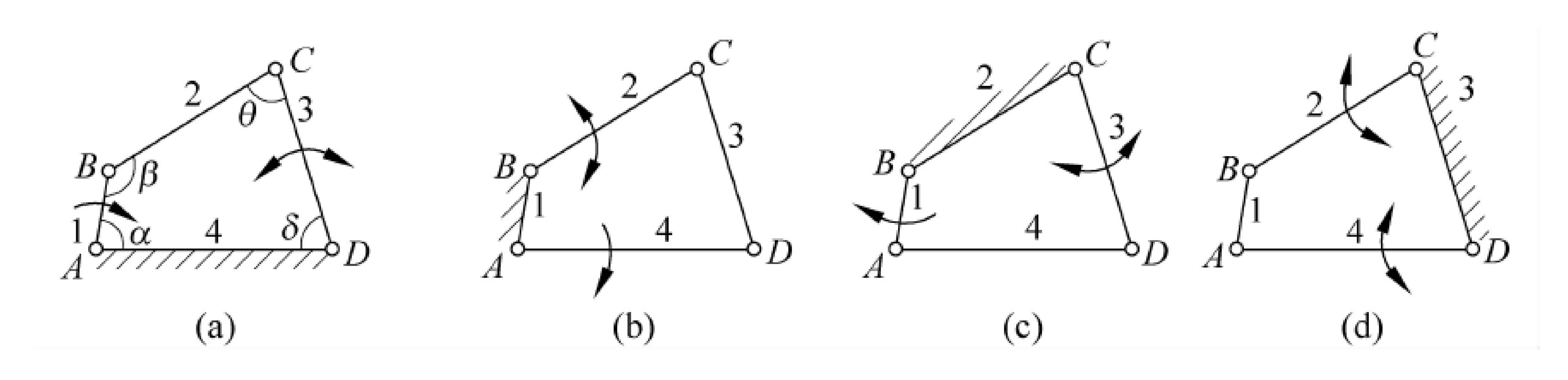


图 2-12　选取不同构件作为机架

(2) 曲柄滑块机构的演变

图 2-11(b)所示的曲柄滑块机构中，若改取构件 1 为机架，则构件 2 绕 A 点转动，构件 3(滑块)以构件 4 为导轨在其上作相对滑动，通常将构件 4 称为导杆，由此演化成为导杆机构，如图 2-13(a)所示。当构件 2 的长度 l_2 大于构件 1 的长度 l_1 时，导杆能作整周转动，这种机构称为转动导杆机构，图 2-13(b)所示为该机构用于小型刨床主运动机构的实例。当 $l_2<l_1$ 时，导杆仅能在某一角度内往复摆动，称为摆动导杆机构，图 2-13(c)所示为该机构用于牛头刨床主运动机构的实例。

如果在图 2-11(b)所示的曲柄滑块机构中，改取构件 2 为机架，则演化成曲柄摇块机构，如图 2-14 所示，构件 3 仅能绕 C 点摆动。图 2-15 所示自卸卡车举升机构就是该机构的应用实例。

如果在图 2-11(b)所示的曲柄滑块机构中，改取构件 3 为机架，则得到固定滑块机构，简称定块机构，如图 2-16(a)所示。该机构常用于如图 2-16(b)所示的抽水提筒和抽油泵中。

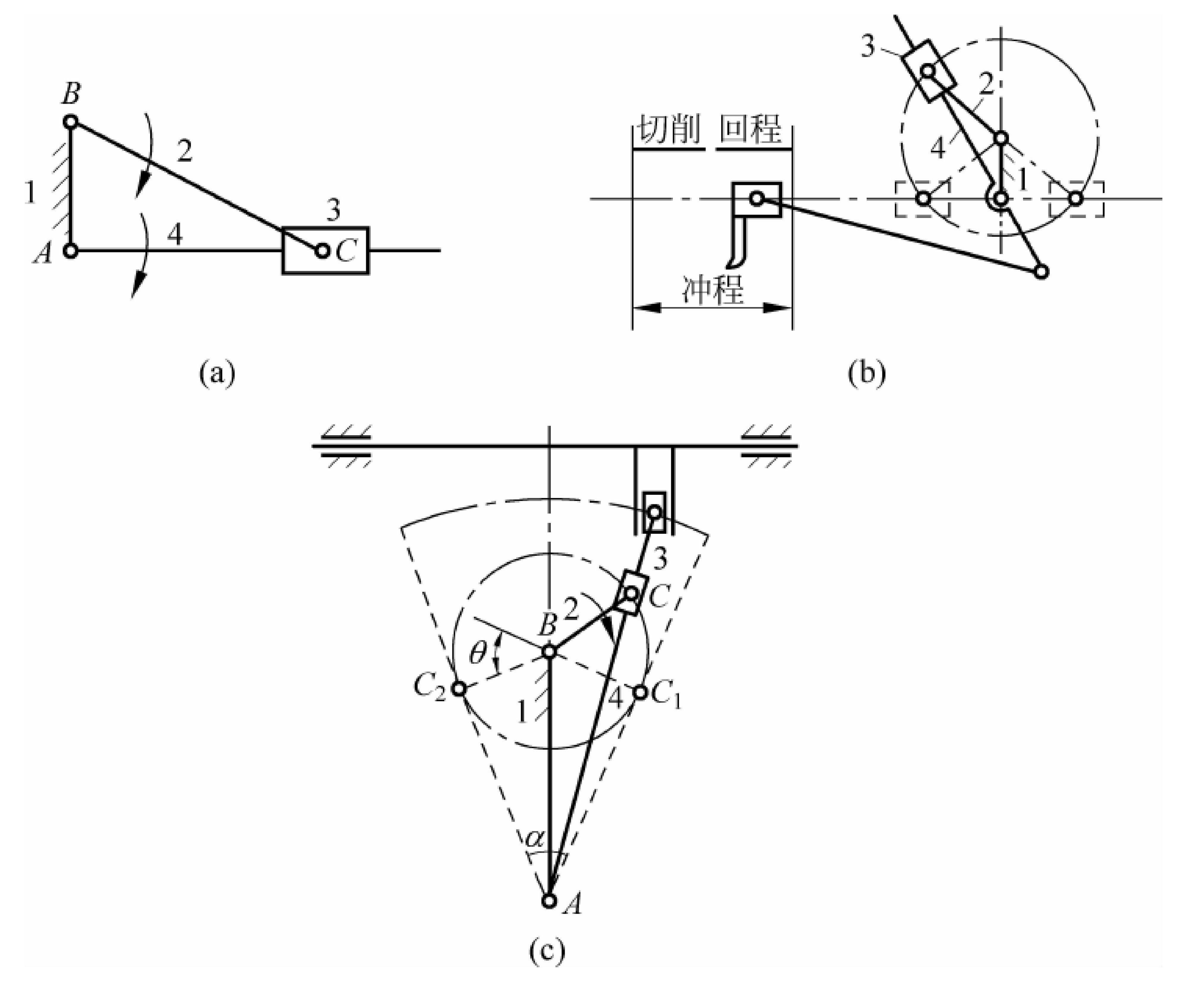


图 2-13　导杆机构

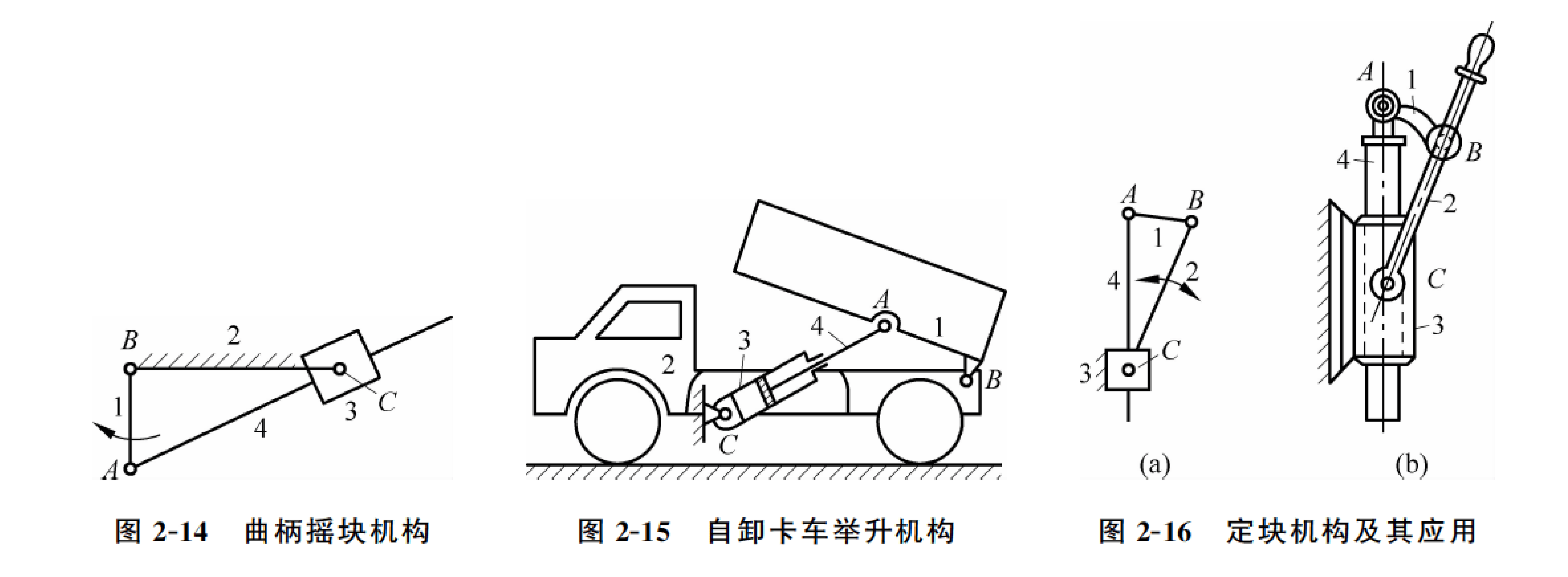


图 2-14　曲柄摇块机构　　图 2-15　自卸卡车举升机构　　图 2-16　定块机构及其应用

2.3　平面连杆机构的基本特性

2.3.1　铰链四杆机构中存在曲柄的条件

铰链四杆机构 3 种基本形式的区别在于机构中是否存在曲柄和有几个曲柄。那么在什么条件下，四杆机构中才有曲柄存在呢？下面就以铰链四杆机构为例来分析曲柄存在的条件。

设由构件 1、2、3、4 组成的四杆机构 $ABCD$，其长度分别为 a、b、c、d，如图 2-17 所示。假设构件 1 是曲柄，可绕 A 点作整周回转，则在回转过程中，杆 1 和杆 4 一定可实现拉直共线和重叠共线的两个特殊位置，构成△BCD，如图 2-17(b)、(c)所示。根据三角形的边长关系可以得到：

在图 2-17(b)中　　　　　　$a+d<b+c$

在图 2-17(c)中　　　$d-a+b>c$，　即　$a+c<b+d$

$d-a+c>b$，　即　$a+b<c+d$

考虑到在运动过程中，四构件可能出现共线的情况，如图 2-18 所示，这时上述不等式就变成了等式。即

$$a+d \leqslant b+c \tag{2-1}$$

$$a+c \leqslant b+d \tag{2-2}$$

$$a+b \leqslant c+d \tag{2-3}$$

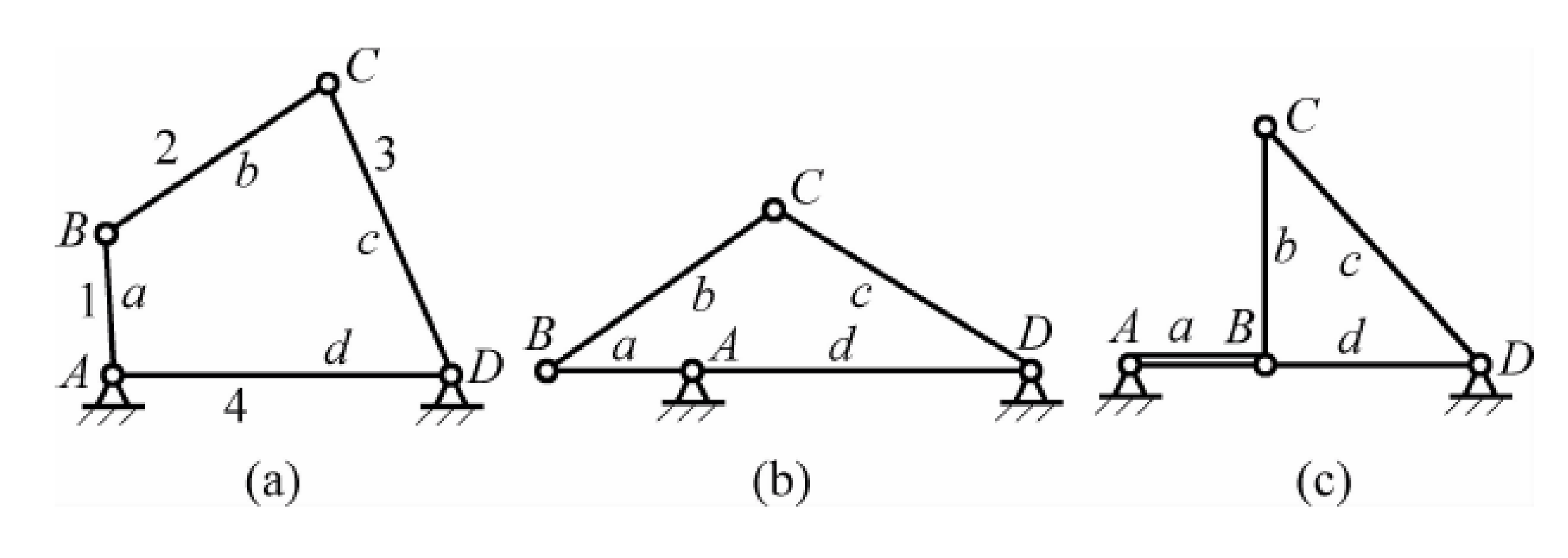


图 2-17　铰链四杆机构有曲柄的条件

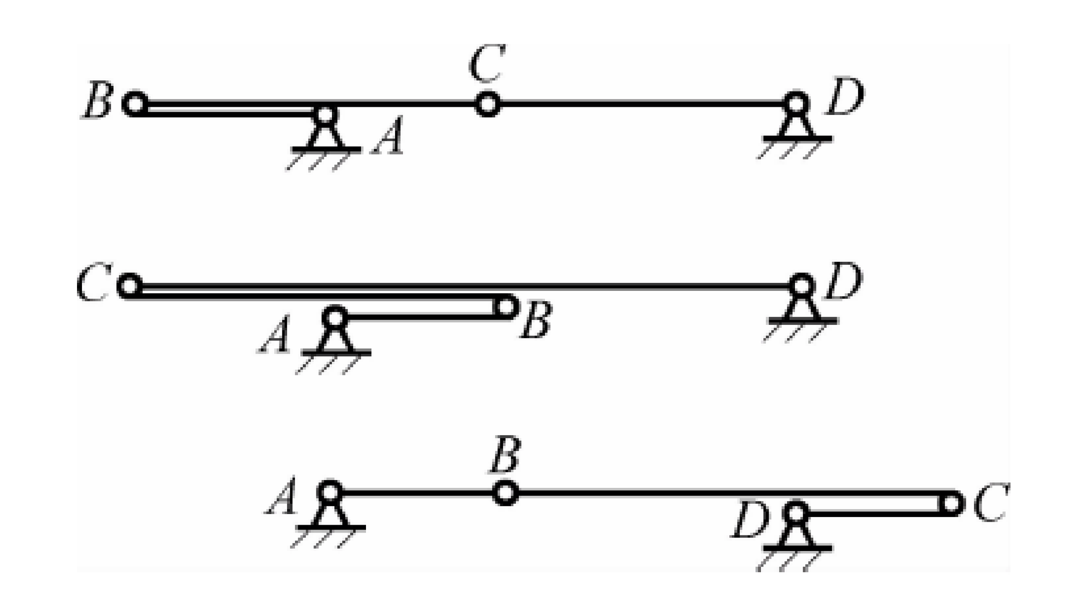


图 2-18　四杆构件共线

将上述式(2-1)、式(2-2)、式(2-3)三式中任意两式分别相加后得

$$a \leqslant b \tag{2-4}$$

$$a \leqslant c \tag{2-5}$$

$$a \leqslant d \tag{2-6}$$

从式(2-4)、式(2-5)、式(2-6)可知，曲柄 1 的长度必为最短，杆 2、杆 3、杆 4 中必有最长杆，因此，根据式(2-1)～式(2-6)可得曲柄存在的条件是：

(1) 最短杆和最长杆长度之和应小于或等于其余两杆长度之和。

(2) 连架杆和机架中必有一杆为最短杆。

其中，条件(1)称为杆长条件，显然，不满足杆长条件的铰链四杆机构只能是双摇杆机构。

根据曲柄存在条件，可以推论出铰链四杆机构 3 种基本类型的判别方法：

(1) 若铰链四杆机构中最短杆和最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和，则：

① 取最短杆为连架杆时，构成曲柄摇杆机构；

② 取最短杆为机架时，构成双曲柄机构；

③ 取最短杆为连杆时，构成双摇杆机构。

(2) 若铰链四杆机构中最短杆和最长杆长度之和大于其余两杆长度之和，则无曲柄存在，只能构成双摇杆机构。

2.3.2　急回特性

图 2-19 所示的曲柄摇杆机构中，当曲柄 AB 为原动件并作等速回转时，摇杆 CD 为从动件作往复变速摆动。曲柄 AB 在回转一周的过程中有 2 次与连杆 BC 共线，这时摇杆 CD 分别处在左、右 2 个极限位置 C_1D、C_2D，此两极限位置时曲柄所在直线之间所夹的

图 2-19　急回特性

锐角 θ 称为极位夹角。

曲柄顺时针从 AB_1 转到 AB_2，转过角度 $\phi_1=180°+\theta$，则摇杆从 C_1D 摆到 C_2D，所需时间为 t_1，C 点的平均速度为 v_1。曲柄继续顺时针从 AB_2 转到 AB_1，转过角度 $\phi_2=180°-\theta$，则摇杆从 C_2D 摆到 C_1D，所需时间为 t_2，C 点的平均速度为 v_2。由于 $\phi_1>\phi_2$，所以 $t_1>t_2$，$v_2>v_1$，说明当曲柄等速转动时，摇杆来回摆动的速度不等。通常情况下，摇杆从 C_1D 摆到 C_2D 的过程被用作机构中从动件的工作行程，摇杆从 C_2D 摆到 C_1D 的过程被用作机构中从动件的空回行程。空回行程时的平均速度 v_2 大于工作行程的平均速度 v_1，机构的这种性质，称为急回特性。

机构的急回特性可用行程速度变化系数 K 来表示，即

$$K=\frac{\text{从动件空回行程平均速度 } v_2}{\text{从动件工作行程平均速度 } v_1}=\frac{\widehat{C_1C_2}/t_2}{\widehat{C_1C_2}/t_1}=\frac{t_1}{t_2}=\frac{\phi_1}{\phi_2}=\frac{180°+\theta}{180°-\theta}$$

$$\theta=180°\times\frac{K-1}{K+1}$$

机构有无急回特性，取决于行程速度变化系数 K。K 值越大，急回特性越显著，也就是从动件回程越快；$K=1$ 时，机构无急回特性。

图 2-20(a)所示为偏置曲柄滑块机构，偏距为 e。当 $e=0$ 时，$\theta=0$，则 $K=1$，无急回特性；$e\neq0$ 时，$\theta\neq0$，则 $K>1$，机构有急回特性。图 2-20(b)所示为导杆机构，其极位夹角等于导杆摆角，也有急回特性。

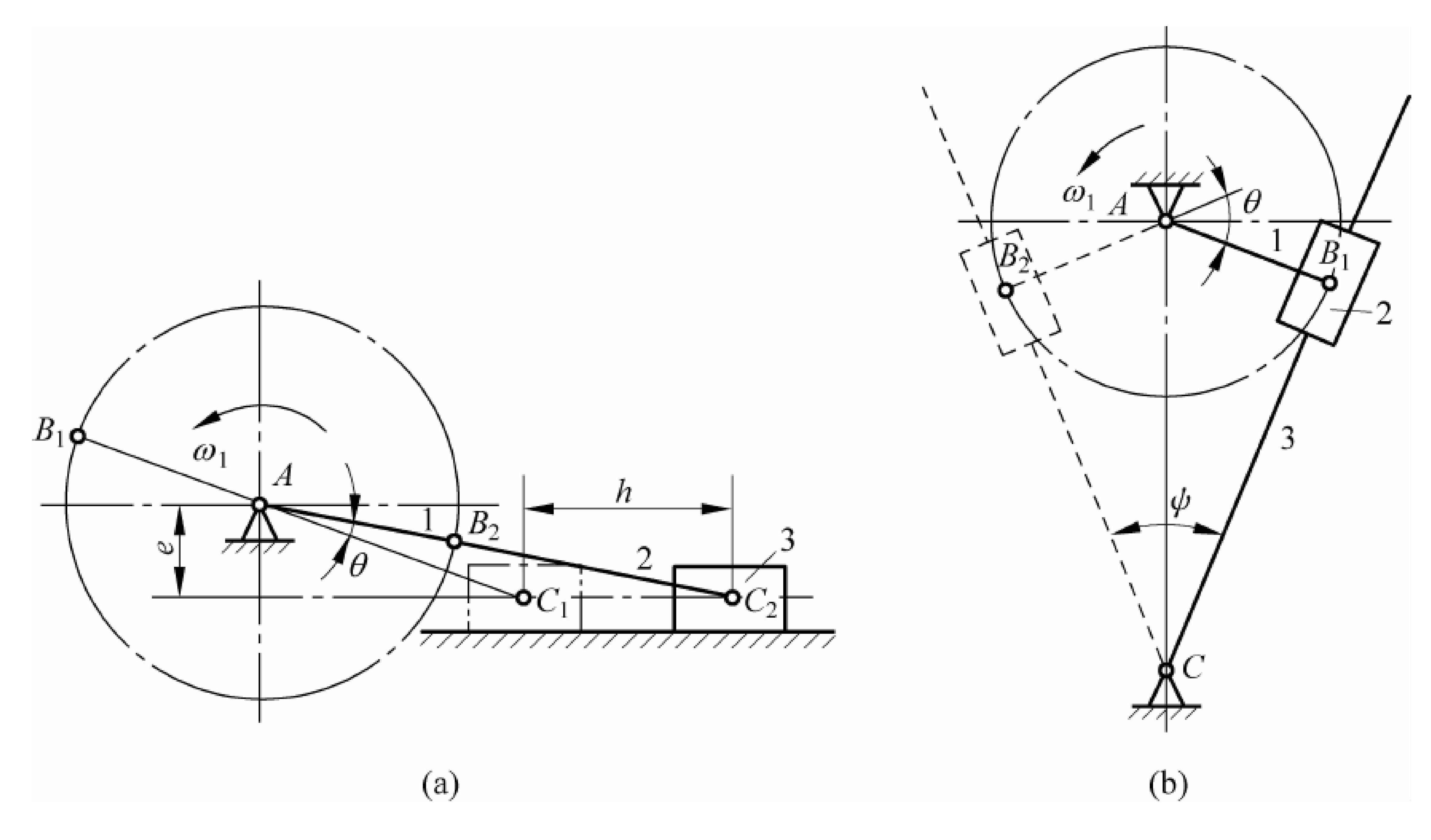


图 2-20　有急回特性的机构

2.3.3　压力角和传动角

在图 2-21 所示的曲柄摇杆机构中，如不考虑构件的重力和摩擦力，则连杆是二力杆，主动曲柄通过连杆传给从动杆的力 F 沿 BC 方向。F 可分解成 2 个分力 F_t 和 F_n，其中，F_n 只能使铰链 C、D 产生径向压力，而 F_t 才是推动从动件 CD 运动的有效分力

由图 2-21 可得

$$F_t = F\cos\alpha = F\sin\gamma$$
$$F_n = F\sin\alpha = F\cos\gamma$$

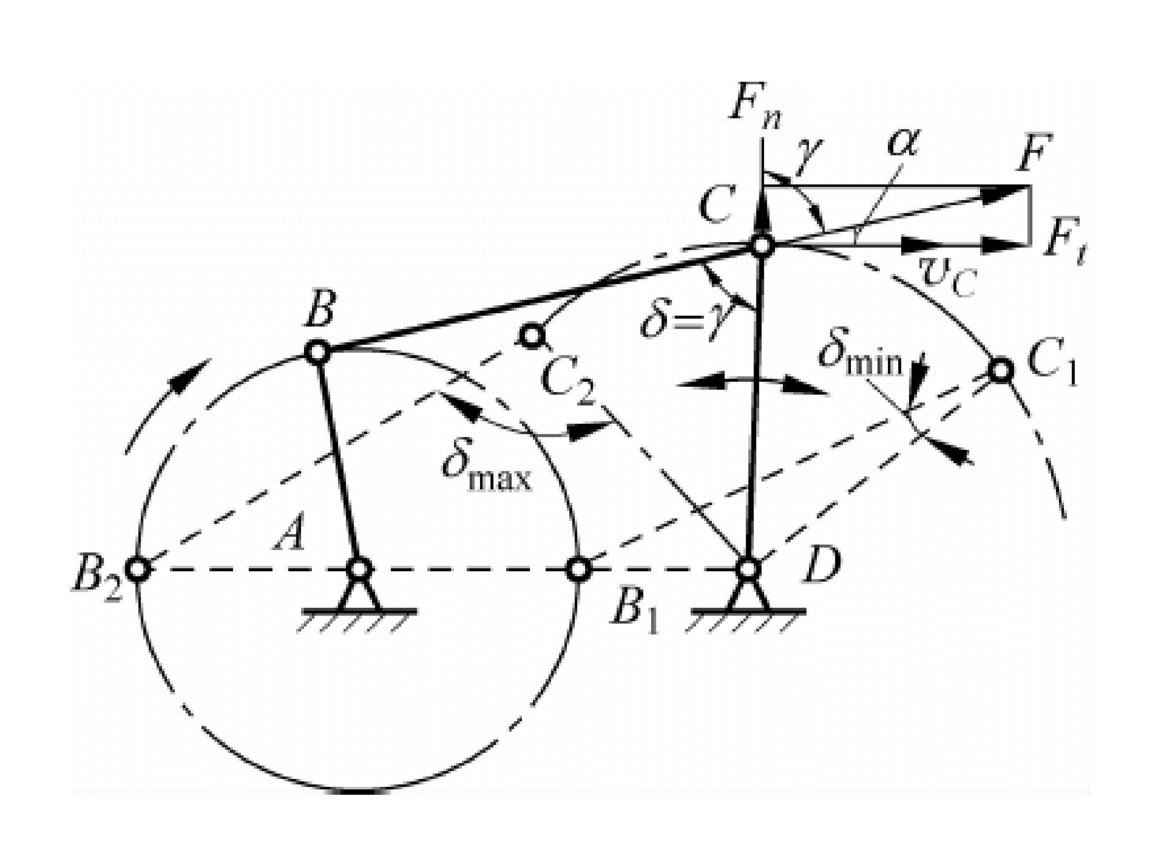


图 2-21　压力角和传动角

式中，α 为力 F 的作用线与其作用点速度方向所夹的锐角，称为压力角，它的余角 γ（即连杆与摇杆之间所夹的锐角）称为传动角。显然，α 角越小，或者 γ 越大，使从动杆运动的有效分力就越大，对机构传动越有利。α 和 γ 是反映机构传动性能的重要指标，由于 γ 角便于观察和测量，工程上常以 γ 角来衡量连杆机构的传动性能。机构运动时其传动角是变化的，为了保证机构的传动性能良好，设计时一般应使 $\gamma_{min} \geqslant 40°$，对于高速大功率机械，应使 $\gamma_{min} \geqslant 50°$。为此，必须确定 $\gamma = \gamma_{min}$ 时机构的位置，并检验 γ_{min} 的值是否不小于上述的许用值。

铰链四杆机构运转时，其最小传动角出现的位置可由下述方法求得。如图 2-21 所示，当连杆与从动件的夹角 δ 为锐角时，则 $\gamma = \delta$；若 δ 为钝角时，则 $\gamma = 180° - \delta$。因此，这两种情况下分别出现 δ_{min} 及 δ_{max} 的位置，即为可能出现了 γ_{min} 的位置。又由图可知，在 $\triangle BCD$ 中，BC 和 CD 为定长，BD 随 δ 而变化，即，δ 变大，则 BD 变长；δ 变小，则 BD 变短。因此，当 $\delta = \delta_{max}$ 时，$BD = BD_{max}$；当 $\delta = \delta_{min}$ 时，$BD = BD_{min}$。对于图 2-21 所示的机构，$BD_{max} = AD + AB_2$，$BD_{min} = AD - AB_1$，即此机构在曲柄与机架共线的两位置处出现最大和最小传动角。

对于曲柄滑块机构，当原动件为曲柄时，最小传动角出现在曲柄与机架垂直的位置，如图 2-22 所示。对于图 2-23 所示的导杆机构，由于在任何位置时主动曲柄通过滑块传给从动杆的力的方向，与从动杆上受力点的速度方向始终一致，所以传动角始终等于 90°。

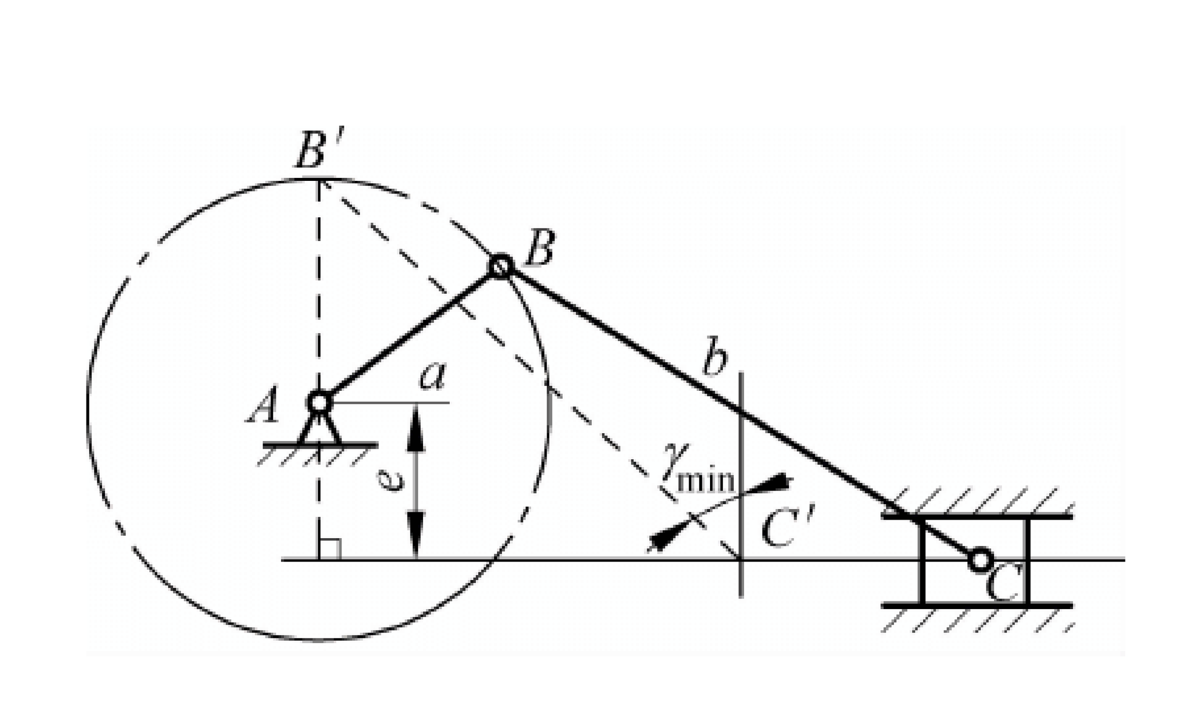


图 2-22　曲柄滑块机构的最小传动角

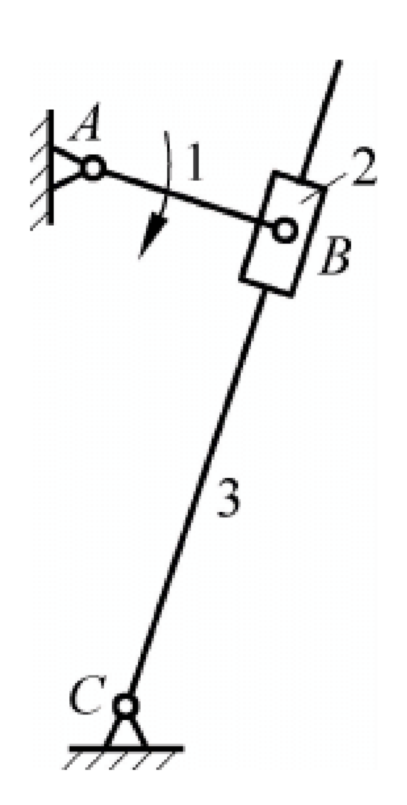


图 2-23　导杆机构的传动角

2.3.4　死点

图 2-24 所示的曲柄摇杆机构，当摇杆 CD 为主动件时，在曲柄与连杆共线的位置出现传动角等于 0°的情况。这时，主动件 CD 通过连杆作用于从动件 AB 上的力恰好通过其回转中心 A，因此不论连杆 BC 对曲柄 AB 的作用力有多大，都不能使 AB 转动，机构的这种位置称为死点，如图中虚线所示位置。四杆机构中是否存在死点，取决于从动件是否与连杆共线。对曲柄摇杆机构而言，当曲柄为原动件时，摇杆与连杆无共线位置，不出现死点；当摇杆为原动件时，曲柄与连杆有共线位置，出现死点。

工程上常借用飞轮使机构渡过死点。如图 2-3 所示的缝纫机，曲柄与大带轮为同一构件，利用带轮的惯性使机构渡过死点。另外，还可利用机构错位排列方法渡过死点，如图 2-25 所示的机车车轮联动机构。当一个机构处于死点位置时，可借助另一个机构来越过死点。

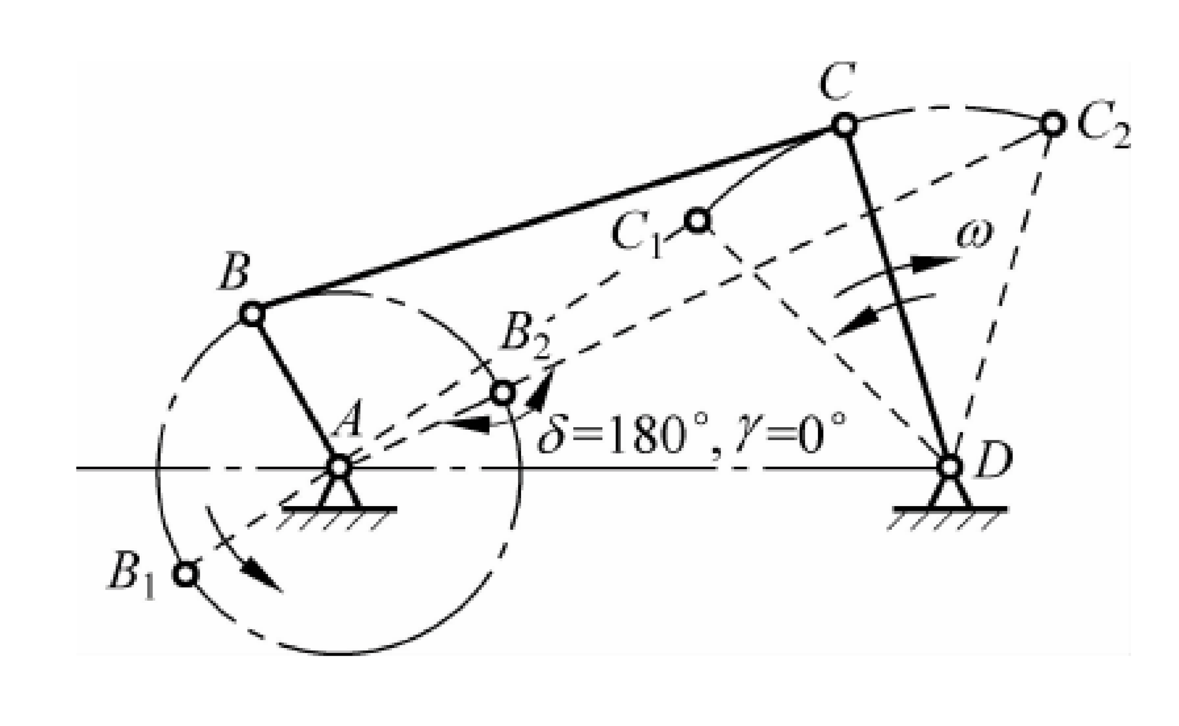


图 2-24 死点的位置

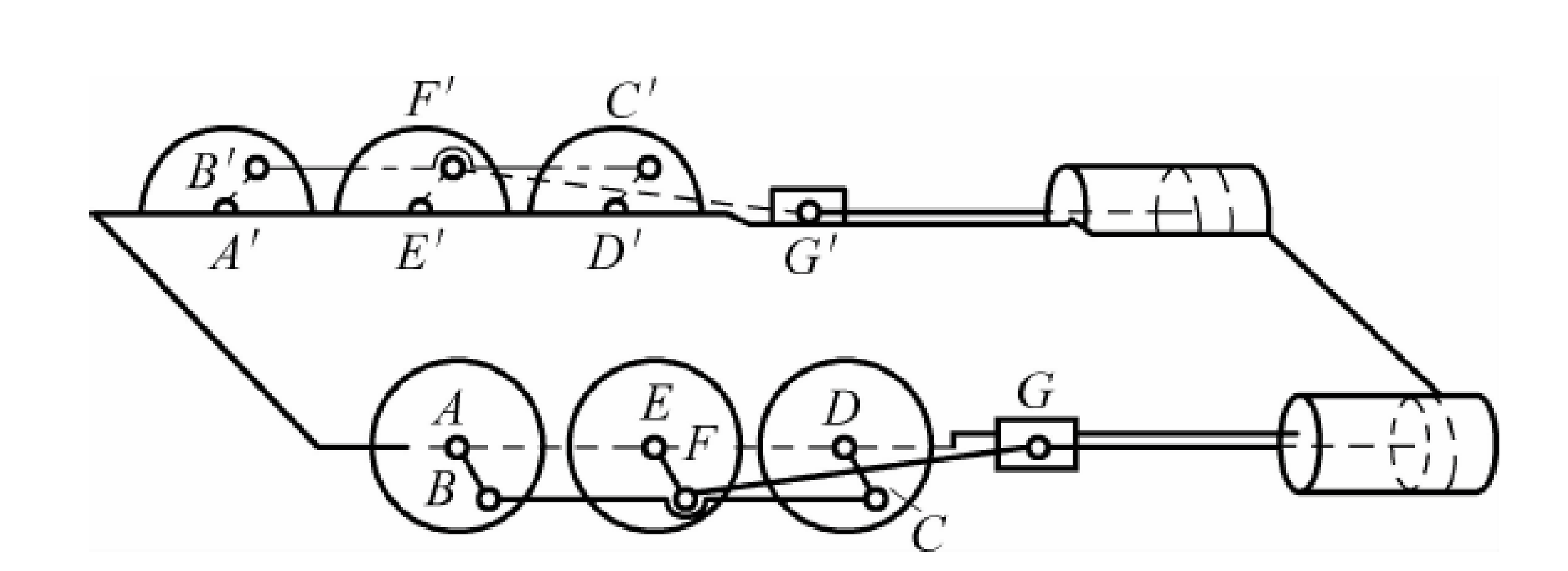


图 2-25 机车车轮联动机构

工程上有时也利用死点来实现一定的工作要求。如图 2-26 所示的飞机起落架，当机轮放下时，*BC* 杆与 *CD* 杆共线，机构处在死点位置，地面对机轮的力不会使 *CD* 杆转动，使降落可靠。又如图 2-27 所示的夹具，工件夹紧后 *BCD* 成一条线，即使工件反力很大也不能使机构反转，因此使夹紧牢固可靠。

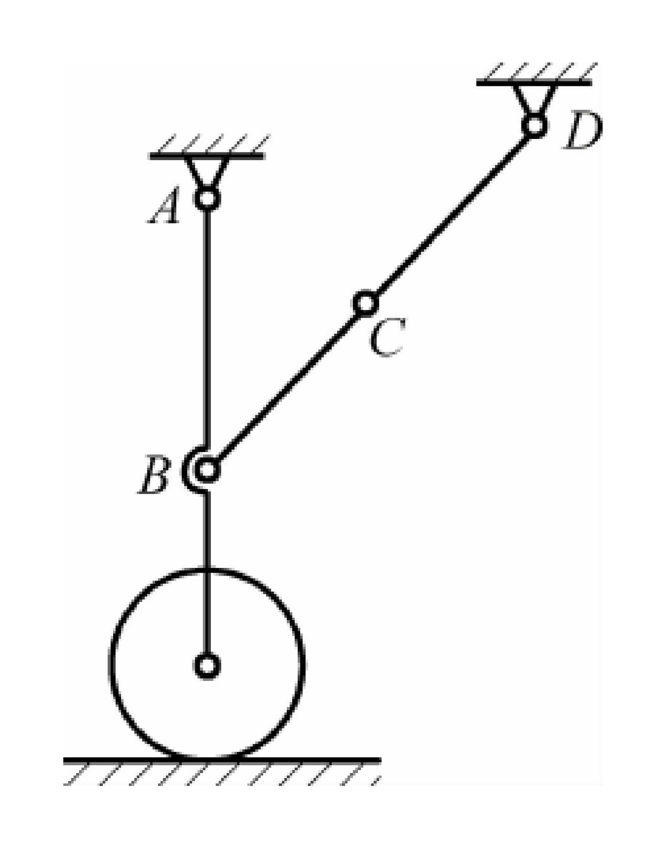


图 2-26 飞机起落架

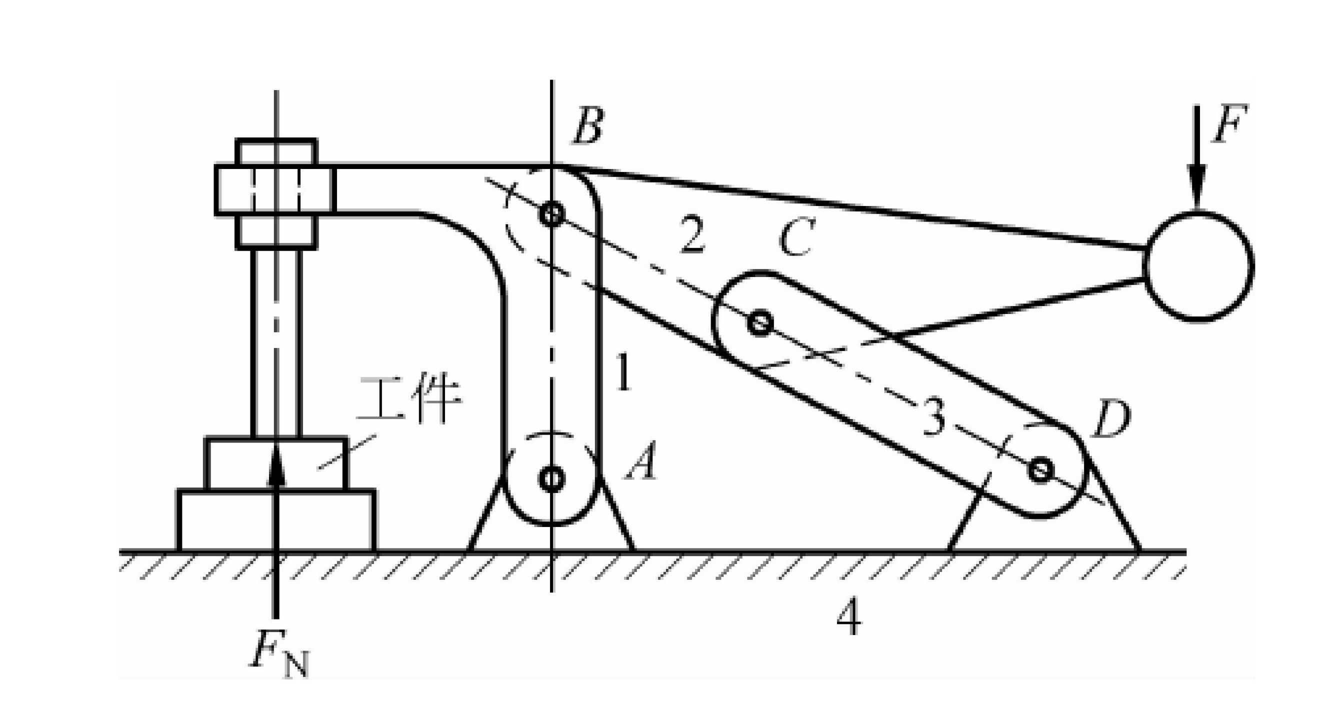
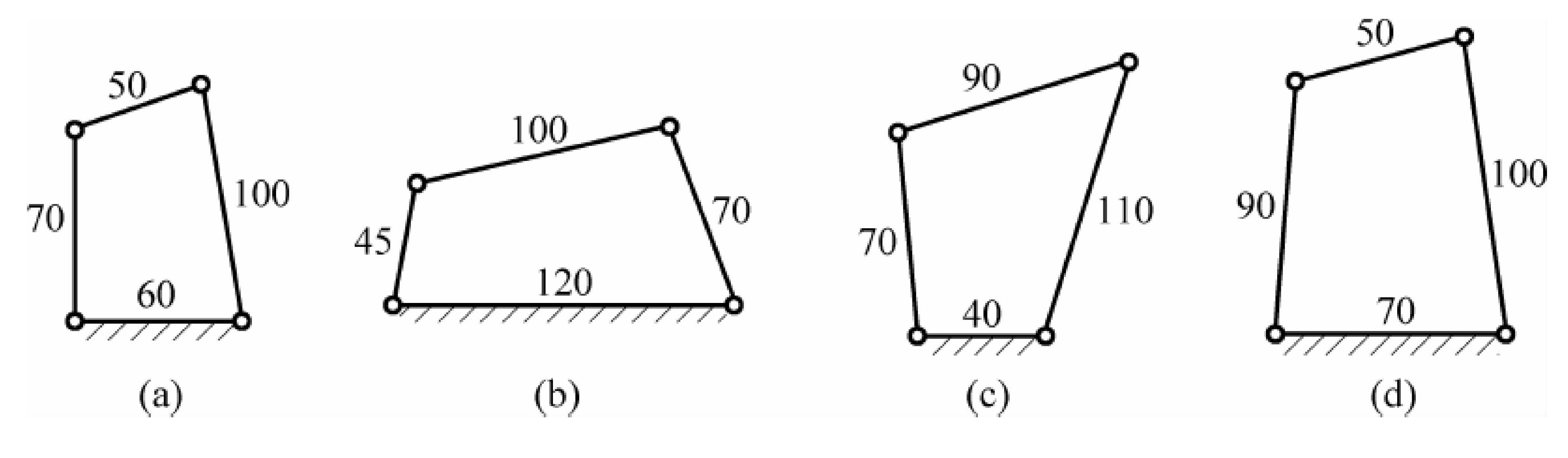


图 2-27 夹紧机构

思考题

1. 试举出生产实习或日常生活中，铰链四杆机构的应用实例。
2. 为什么车门的启闭机构采用反向双曲柄机构？
3. 如题 3 图所示，试判断各铰链四杆机构的类型。



题 3 图

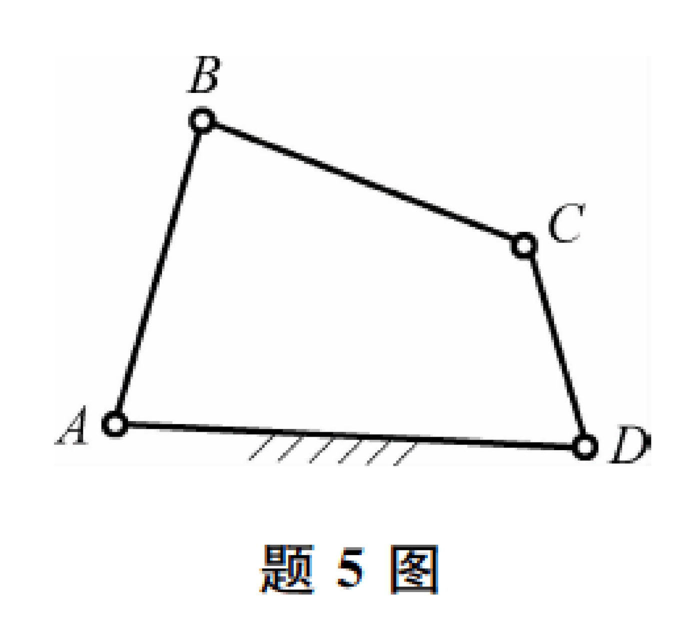
4. 什么是铰链四杆机构的急回特性?

5. 如题 5 图所示,$AB=30\text{mm}$,$CD=20\text{mm}$,$AD=50\text{mm}$。

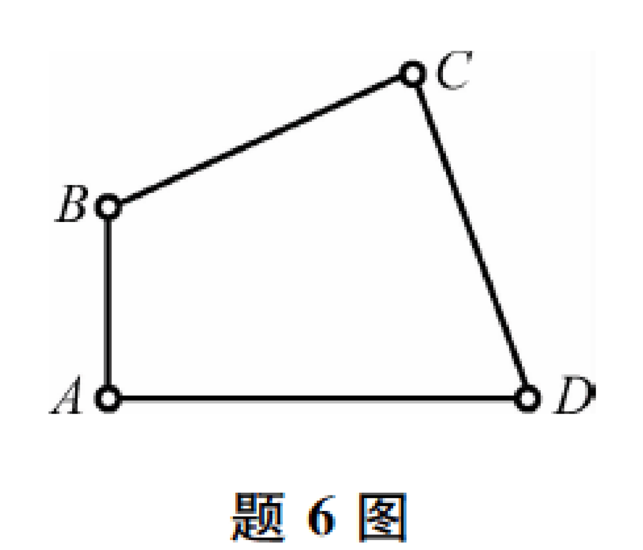
(1) 若此机构为曲柄摇杆机构,求 BC 的长度范围。

(2) 若此机构为双摇杆机构,求 BC 的长度范围。

6. 在题 6 图所示的铰链四杆机构中,$AB=400\text{mm}$,$BC=550\text{mm}$,$CD=600\text{mm}$,$AD=700\text{mm}$。如果分别以 AB、BC、CD、AD 为机架,会得到什么机构?请画出这 4 种机构的示意图,并在图上标明机构名称和曲柄、摇杆构件。若将 AD 改为 800mm,会得到什么机构?



题 5 图



题 6 图

7. 一铰链四杆机构中,已知 $l_{BC}=500\text{mm}$,$l_{CD}=350\text{mm}$,$l_{AD}=300\text{mm}$,且 AD 为机架。试问:

(1) 若此机构为曲柄摇杆机构,且 AB 为曲柄,求 l_{AB} 的最大值。

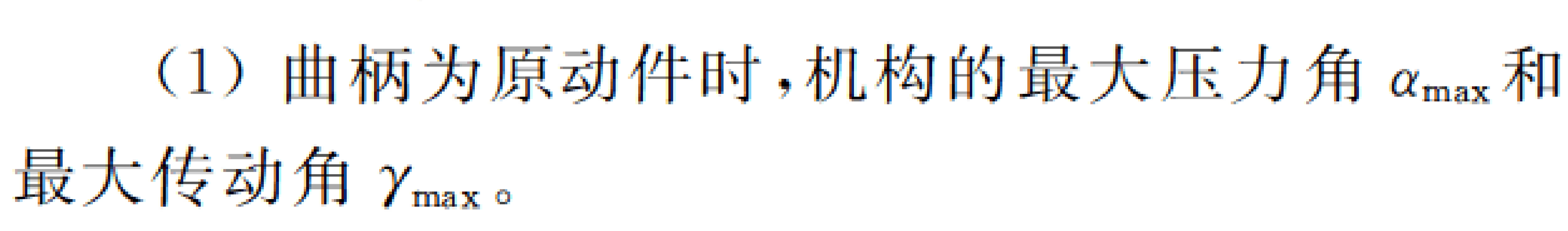
(2) 若此机构为双曲柄机构,求 l_{AB} 的最小值。

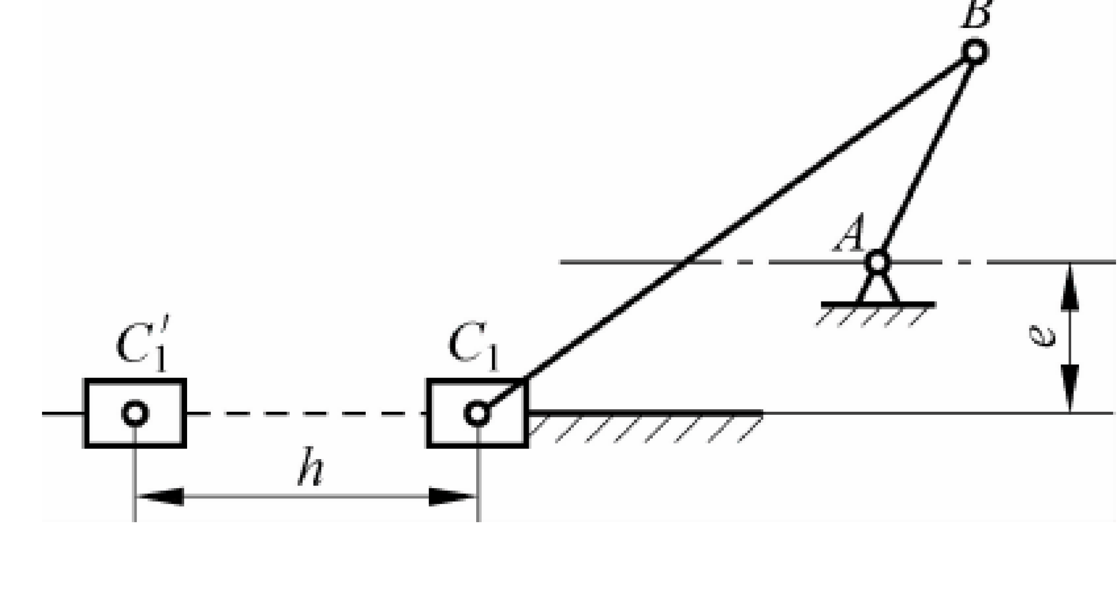
(3) 若此机构为双摇杆机构,求 l_{AB} 的取值范围。

8. 如题 8 图所示的偏置曲柄滑块机构,已知行程速度变化系数 $K=1.5$,滑块行程 $h=50\text{mm}$,偏距 $e=20\text{mm}$,试求:

(1) 曲柄为原动件时,机构的最大压力角 α_{max} 和最大传动角 γ_{max}。

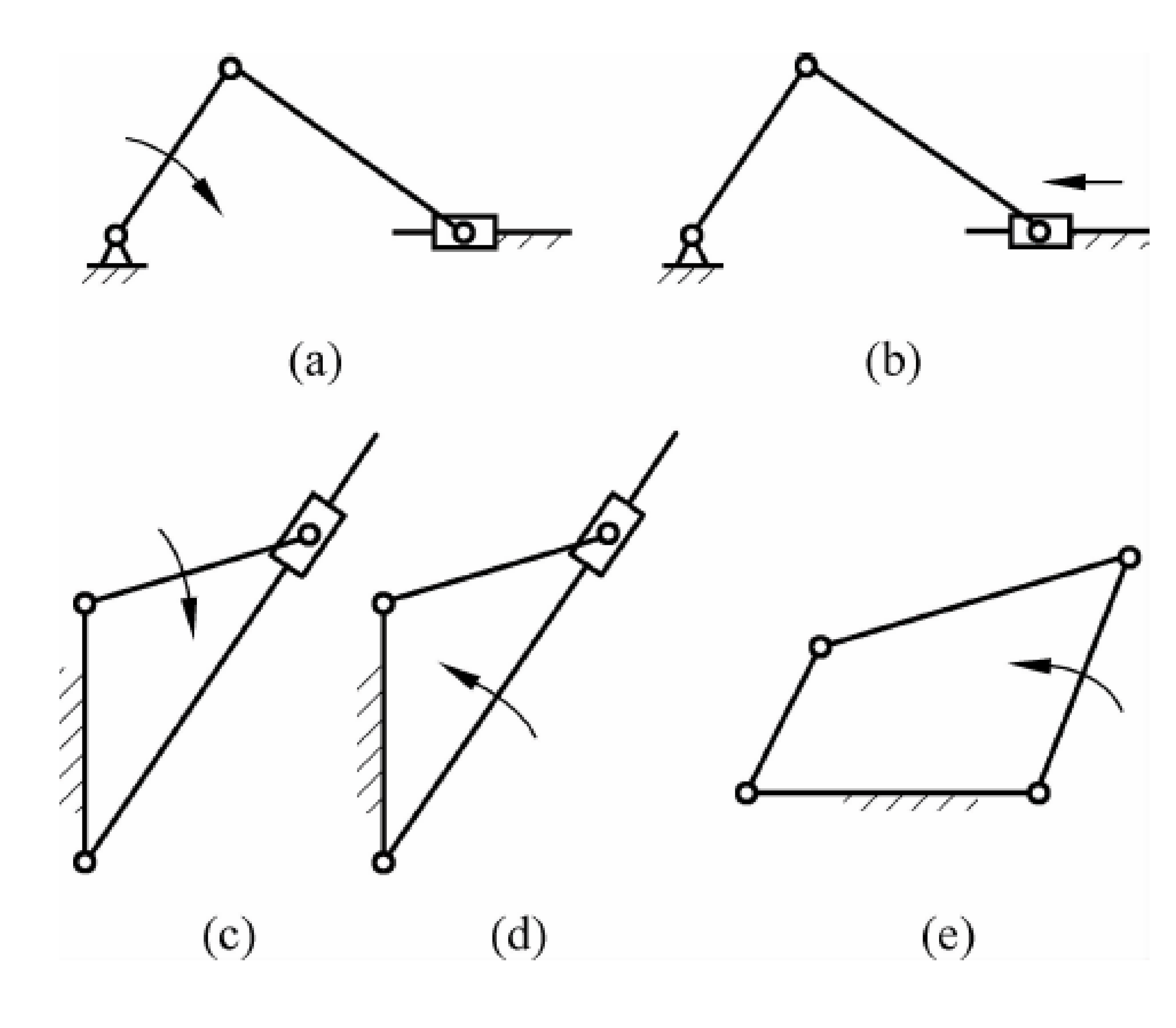
(2) 滑块为原动件时,机构的死点位置。





题 8 图

9. 在如题 9 图所示的各四杆机构中,标箭头构件为主动件,试标出各机构在图示位置的压力角和传动角,并判定有无死点位置。



题 9 图

第 3 章

凸 轮 机 构

导读

凸轮机构是由具有一定轮廓或凹槽的凸轮、从动件和机架所组成的高副机构。凸轮机构在各种机械、仪器和控制装置中得到广泛应用。本章重点介绍了凸轮机构的应用和分类，分析了凸轮机构的运动特性以及从动件的运动规律。通过本章的学习，要求掌握凸轮机构的类型、工作原理和应用。

3.1 凸轮机构的应用及分类

3.1.1 凸轮机构的特点及应用

凸轮机构由凸轮、从动件和机架 3 部分组成，它的应用相当广泛。

图 3-1 所示为内燃机的配气机构。凸轮 1 转动时，其轮廓驱使从动件(即气阀杆 2)往复移动，控制气门有规律地开启或关闭(关闭是靠弹簧 4)，从而使可燃气体进入气缸或从气缸排出。

图 3-2 所示为机床上控制刀具运动的靠模车削机构。凸轮作为靠模被固定在机床上不动，滚子在弹簧力作用下与凸轮始终紧密接触。工件 1 回转时，刀架 2 随拖板往左移动，同时刀架 2 在靠模板 3 的曲线轮廓的推动下作横向移动，从而切削出与靠模板曲线形状一致的工件。

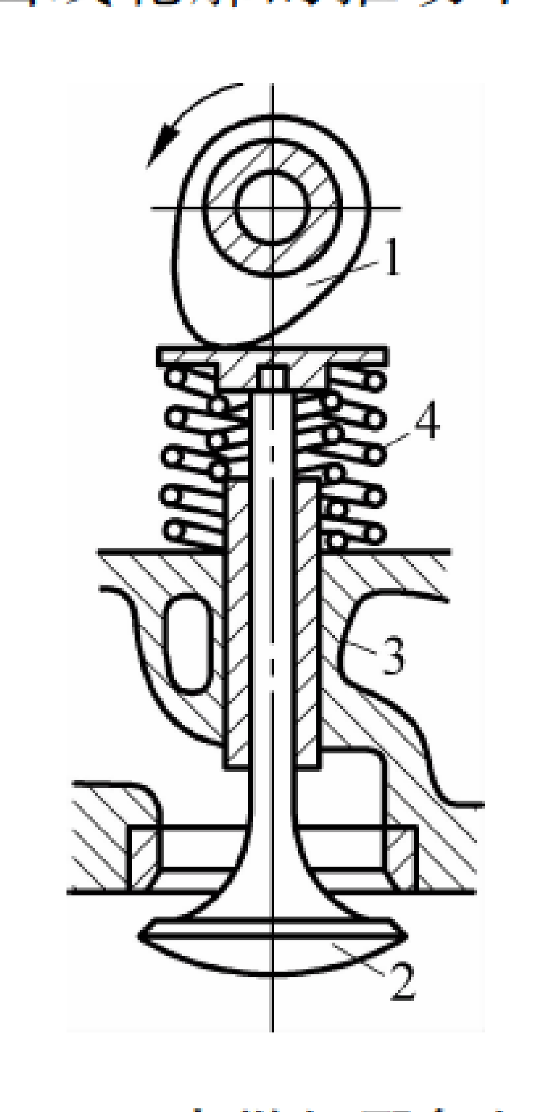


图 3-1 内燃机配气机构

1—凸轮；2—气阀杆；3—导套；4—弹簧

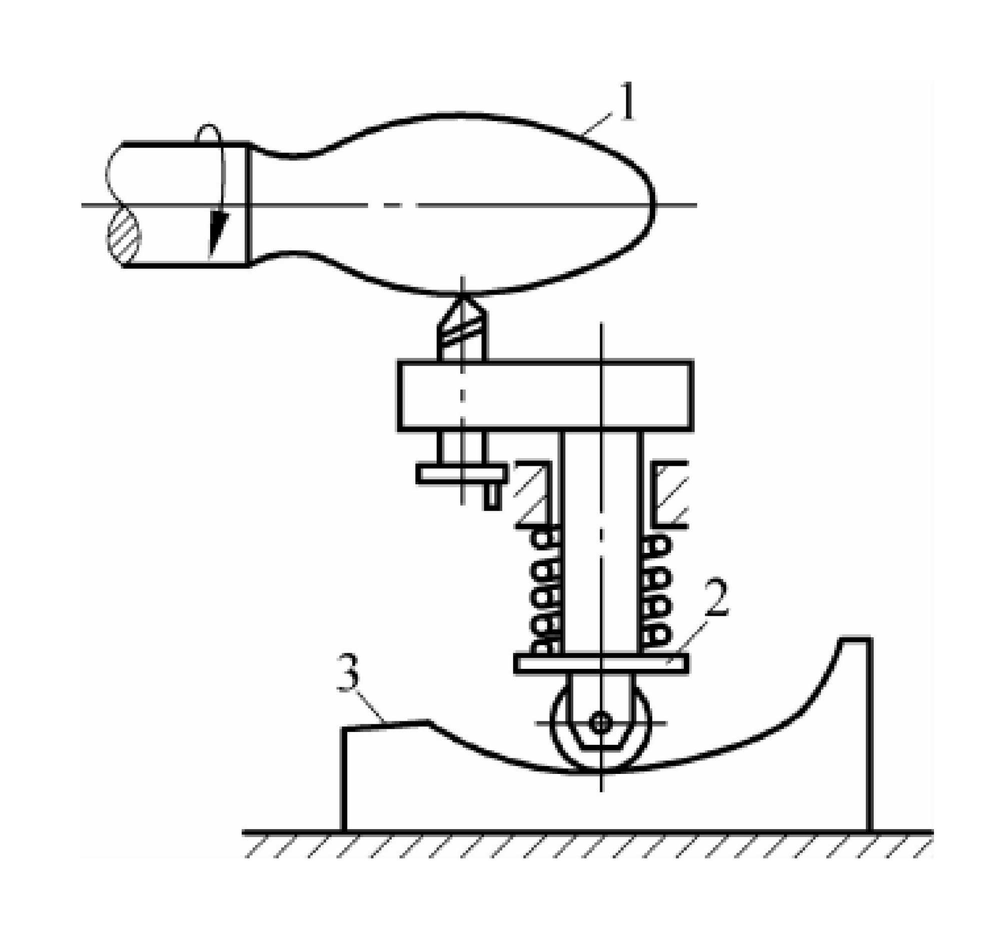


图 3-2 靠模车削机构

1—工件；2—刀架；3—靠模板

图 3-3 是自动送料机构。带凹槽的圆柱凸轮 1 等速转动，槽中的滚子带动从动件 2 作往复移动，将工件推至指定的位置完成自动送料任务。

图 3-4 所示为分度转位机构，蜗杆凸轮 1 转动时推动从动轮 2 作间隙转动，从而完成高速、高精度的分度动作。

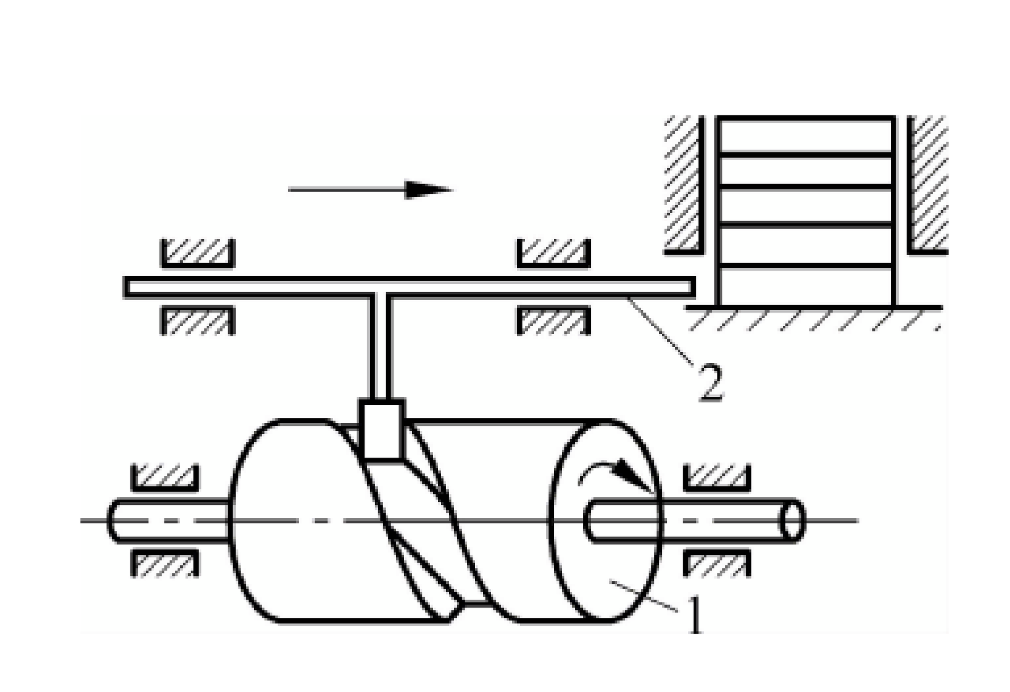


图 3-3 自动送料机构

1—带凹槽的圆柱凸轮；2—从动件

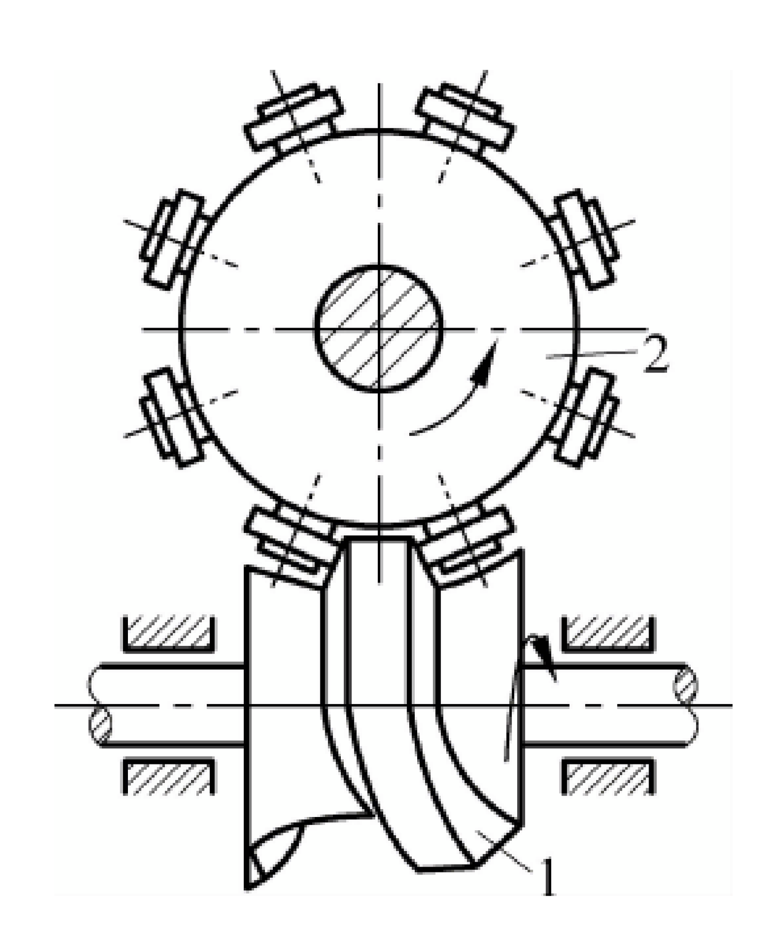


图 3-4 分度转位机构

1—蜗杆凸轮；2—从动轮

凸轮机构结构简单，只要设计出适当的凸轮轮廓曲线就可以使从动件实现预期运动规律。但凸轮机构是高副机构，易于磨损，适用于动力不大的控制机构。

3.1.2 凸轮机构的分类

工程实际中使用的凸轮机构类型很多，常用的分类方法有以下几种。

1. 按凸轮的形状分

(1) 盘形凸轮

如图 3-1 所示，凸轮呈盘状，径向尺寸远大于轴向尺寸，具有变化的向径。当凸轮绕固定轴线转动时，推动从动件在垂直于凸轮轴线的平面内运动，属于平面凸轮机构。

(2) 移动凸轮

如图 3-2 所示，凸轮呈板状，相对于机架作直线移动，其上的轮廓曲线驱使从动件实现预期的运动，也属于平面凸轮机构。

(3) 圆柱凸轮

如图 3-3 所示，圆柱凸轮是一个在圆柱面上开有曲线凹槽或在圆柱端面上作出曲线轮廓的构件，可看做是将移动凸轮卷成圆柱体演化而成的，它属于空间凸轮机构。

(4) 曲面凸轮

如图 3-4 所示，当圆柱表面用圆弧面代替时，就演化成曲面凸轮，它也是一种空间凸轮机构。

2. 按从动件的形状分

(1) 尖顶从动件

从动件的尖顶与凸轮轮廓接触，无论凸轮轮廓曲线怎样复杂，都能实现接触，从而使从动件可实现任意所需的运动规律。但这种从动件尖顶易磨损，故只适用于载荷较小的低速场合。

(2) 滚子从动件

如图 3-2 和图 3-3 所示，从动件的端部采用滚子与凸轮轮廓接触，属于滚动摩擦，磨损小，可传递较大的载荷，故应用广泛。

(3) 平底从动件

如图 3-1 所示，从动件以平底与凸轮轮廓接触。若不考虑摩擦，凸轮对从动件的作用力

始终垂直于平底，所以受力平稳，传动效率高。此外，平底与凸轮轮廓间易形成楔形油膜，利于润滑，故常用于高速场合，但不能用于内凹的凸轮轮廓。

3. 按从动件的运动形式分

（1）移动从动件

如图 3-1、图 3-2 和图 3-3 所示，从动件作往复直线运动。

（2）摆动从动件

如图 3-4 所示，从动件作往复摆动运动。

4. 按凸轮与从动件间的锁合方式分

所谓锁合，是指使从动件与凸轮保持接触，有力锁合和形锁合两种。

（1）力锁合

利用重力、弹簧力或其他外力达到锁合目的，见图 3-1 和图 3-2。

（2）形锁合

由凸轮和从动件的几何形状来保证锁合，见图 3-3。

3.2 凸轮机构的特性分析

3.2.1 凸轮机构的运动分析

图 3-5(a)所示为一个对心尖顶从动件盘形凸轮机构。以凸轮轮廓最小向径 r_b 为半径所作的圆称为凸轮的基圆，r_b 称为基圆半径。从动件在图中处于即将上升的起始位置，其尖顶与凸轮在 A 点接触。当凸轮以匀角速度 ω_1 顺时针转动 δ_0 时，凸轮轮廓 AB 段推动从动件以一定的运动规律上升到最高位置 B'，这个过程称为推程，从动件移动的距离 h 称为升程，对应的凸轮转角 δ_0 称为升程角。当凸轮继续转过 δ_s 时，凸轮轮廓 BC 段向径不变，故从动件停在距凸轮转动中心最远处不动，相应的凸轮转角 δ_s 称为远休止角。当凸轮继续转动 δ_h 时，凸轮轮廓 CD 段向径逐渐减小，从动件在重力、弹簧力的作用下，紧密接触凸轮轮廓，从

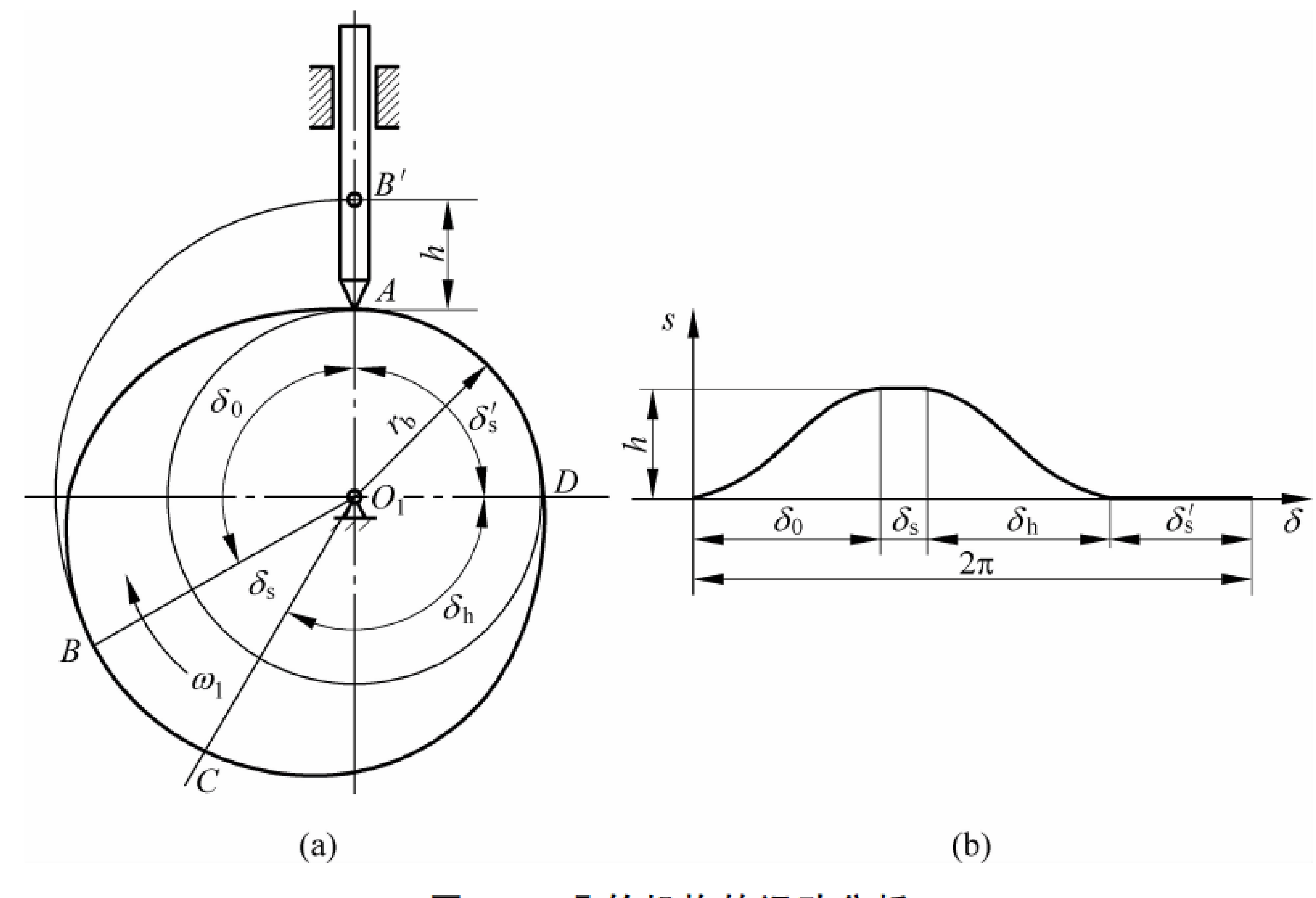


图 3-5　凸轮机构的运动分析

而以一定的运动规律回到起始位置，这个过程称为回程，δ_h称为回程角。当凸轮继续转过δ_s'时，凸轮轮廓 DA 段向径不变，故从动件停留在起始位置不动，凸轮转角 δ_s'称为近休止角。当凸轮继续转动时，从动件重复上述运动。

从动件的位移 s 与凸轮转角 δ 可以用从动件的位移线图 s-δ 来表示，如图 3-5(b)所示。由于大多数凸轮以等速转动，转角与时间成正比，故横坐标也可以代表时间 t。根据从动件的位移线图 s-δ，通过微分，亦可作出其速度线图 v-δ 和加速度线图 a-δ。

由上可知，从动件的运动规律取决于凸轮轮廓形状，因此在设计凸轮轮廓曲线时必须先确定从动件的运动规律。

3.2.2　常用从动件的运动规律

常用从动件的运动规律有等速运动规律、等加速等减速运动规律、余弦加速度运动规律及正弦加速度运动规律等，它们的运动线图如图 3-6 所示。从动件作等速运动时(见图 3-6(a))，

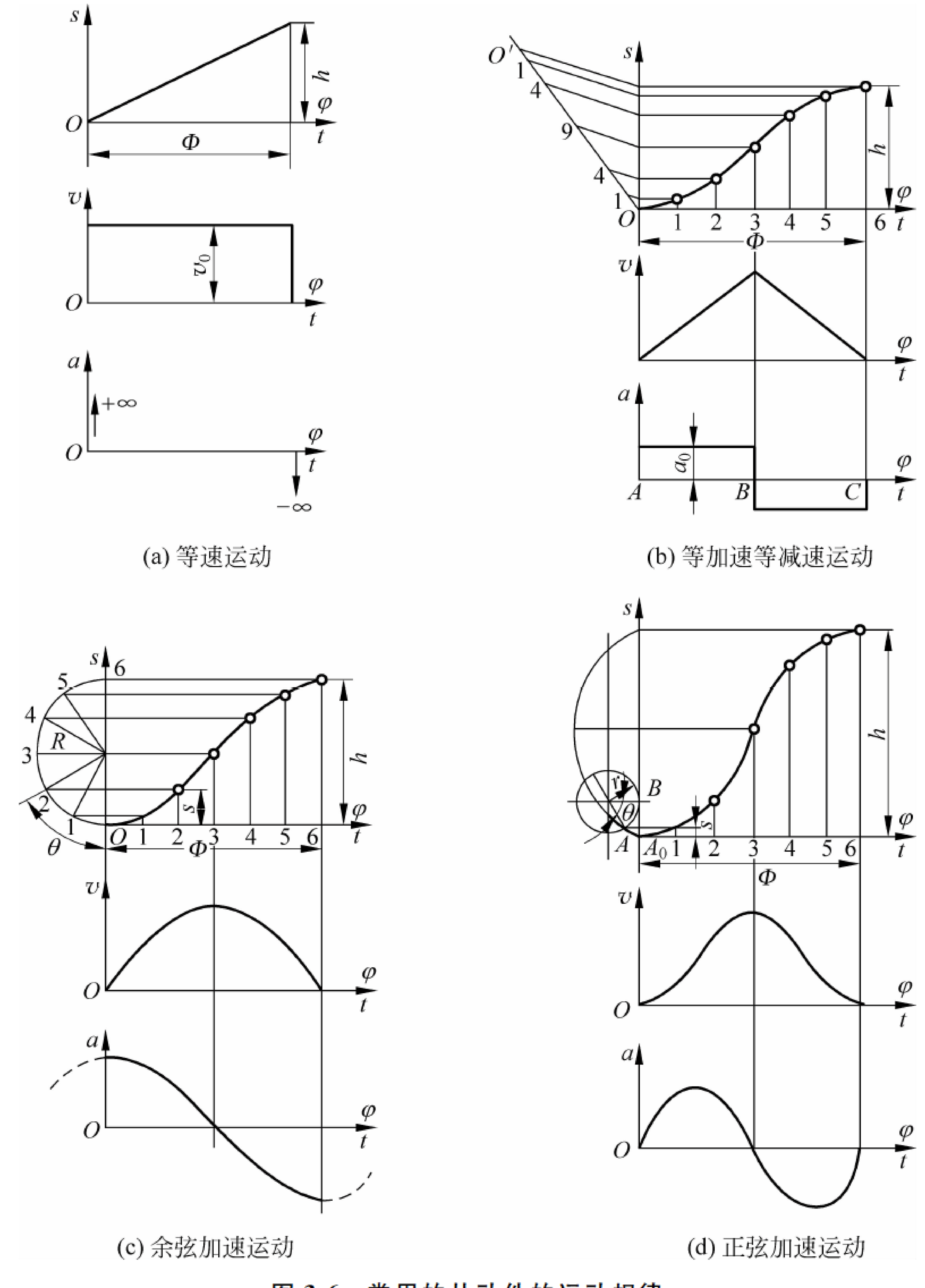


图 3-6　常用的从动件的运动规律

在行程始末速度有突变，理论上加速度可以达到无穷大，产生极大的惯性力，导致机构产生强烈的刚性冲击，因此等速运动只能用于低速轻载的场合。从动件作等加速等减速运动时(见图 3-6(b))，在 A、B、C 3 点加速度有有限值的突变，导致机构产生柔性冲击，可用于中速轻载的场合。从动件按余弦加速度运动(见图 3-6(c))时，在行程末加速度有有限值的突变，也将导致机构产生柔性冲击，适用于中速场合。从动件按正弦加速度运动时(见图 3-6(d))，在全行程无速度和加速度的突变，因此不产生冲击，适用于高速场合。

应根据机器工作时的运动要求来选择从动件的运动规律，如机床中控制刀架进刀的凸轮机构，要求刀架进刀时作等速运动，则从动件应选择等速运动规律，至于行程始末端，可以通过拼接其他运动规律的曲线来消除冲击。只要求从动件有一定位移量的凸轮机构，如夹紧送料机构，可只考虑加工方便，采用圆弧、直线组成的凸轮轮廓。对于高速机构，需减小惯性力、改善动力性能，可选用正弦加速度运动规律或其他改进型的运动规律。

思考题

1. 凸轮机构由________、________和________组成。

2. 一凸轮机构，其凸轮转角为 0°～180°时，从动件等速上升为 25mm；转角为 180°～270°时，从动件等速下降至原位；转角为 270°～360°时，从动件停止。试作出从动件的位移曲线。

3. 如题 3 图所示为尖顶从动件对心凸轮机构。

(1) 试画出凸轮的基圆；

(2) 试画出从动件的行程；

(3) 在图中标出推程运动角 δ_0 与回程运动角 δ_h'。

4. 如题 4 图所示为凸轮机构从动件推程速度线图，试判断为何种运动规律。

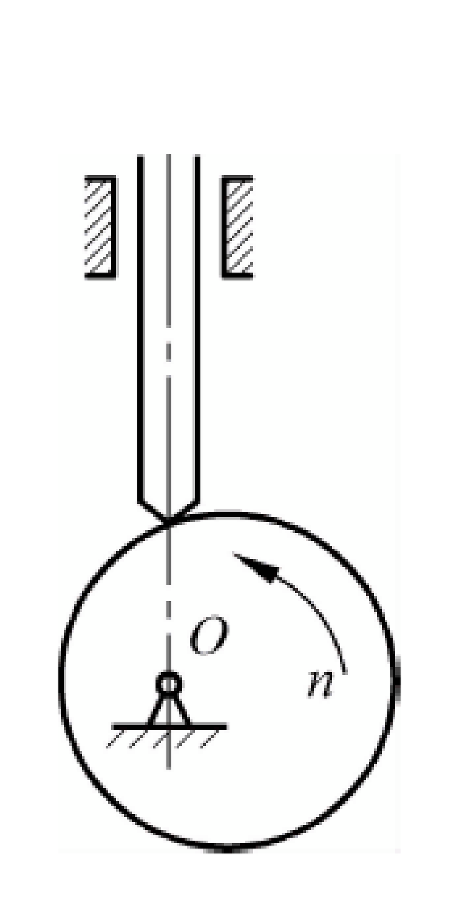
5. 凸轮机构中，刚性冲击是指什么？柔性冲击是指什么？它们对运动各有什么影响？

6. 题 6 图所示的凸轮机构，已知圆盘凸轮逆时针方向转动，其半径为 25mm，滚子半径为 5mm，凸轮回转中心点 O 距圆盘几何中心点 O' 的距离 e=10mm，试分析并回答以下各题：

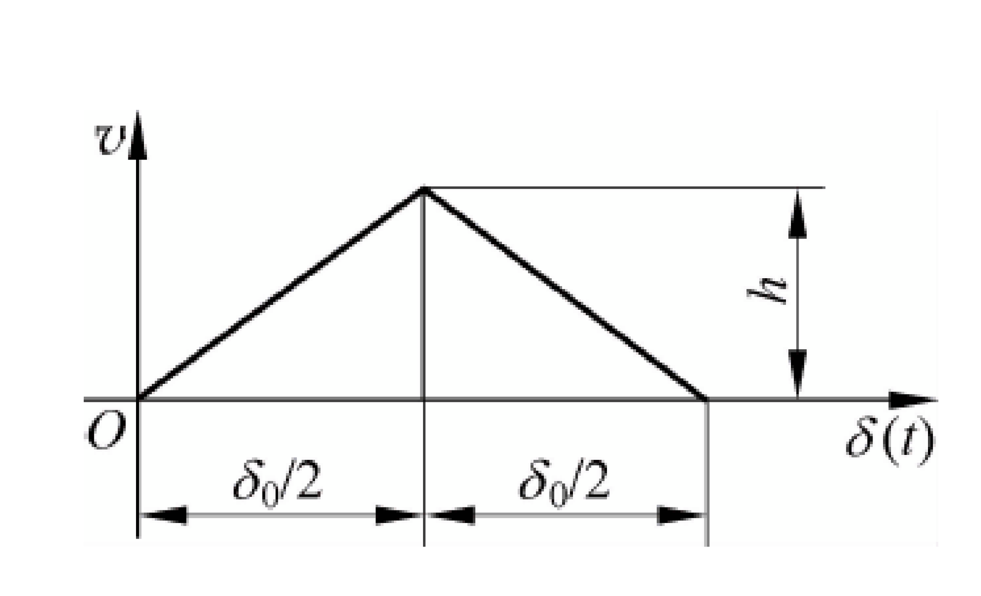
(1) 作出基圆；

(2) 在图上标出从动件的升程；

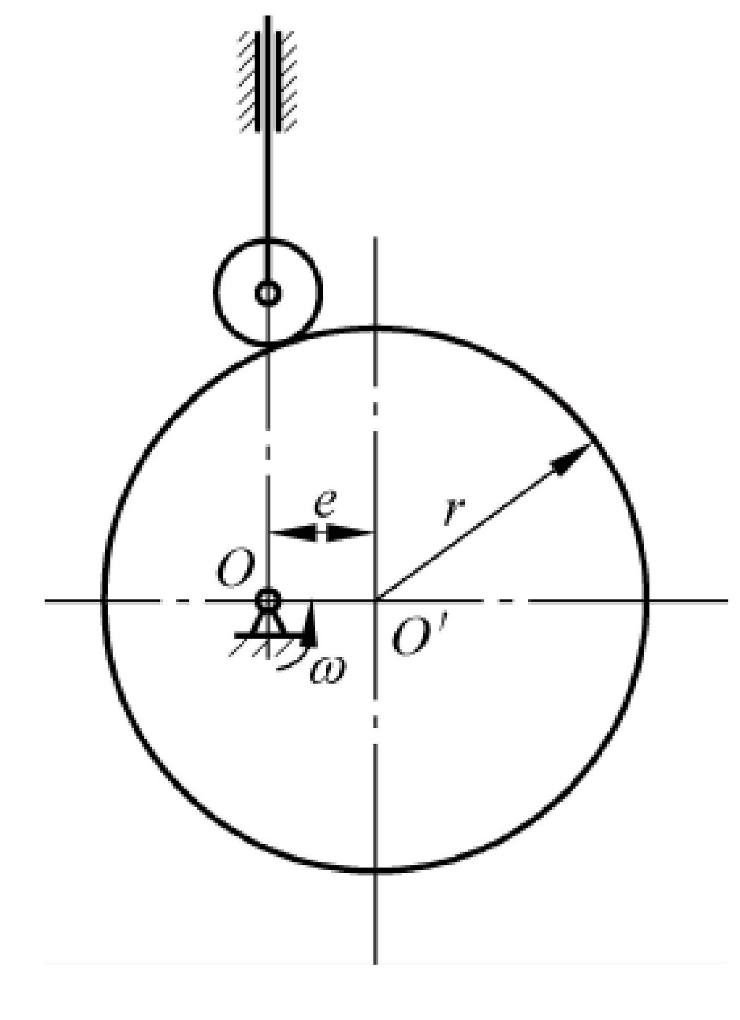
(3) 从动件的升程是多少？当凸轮由图示位置转过 90°后，从动件的位移 s 是多少？



题 3 图　尖顶从动件对心凸轮机构



题 4 图　凸轮机构从动件推程速度线图



题 6 图

第4章

间隙运动机构

导读

在许多自动和半自动机械中，常要求某些机构的主动件连续运动，从动件作周期性的运动和停歇。这种输出运动具有停歇特性的机构，称为间歇运动机构。如自动机床的进给机构、刀架转位机构、印刷机的送纸机构、电影放映机的卷片装置及计数器等。本章重点介绍了常用间歇运动机构的组成、工作原理及应用。

4.1 棘轮机构

4.1.1 棘轮机构的工作原理和类型

棘轮机构主要由摇杆1、棘轮2、驱动棘爪3、止动棘爪5及机架组成，如图4-1所示。棘轮2与传动轴4固连，驱动棘爪3与摇杆1铰接，摇杆1空套在棘轮轴上，可以绕其摆动。

当摇杆1逆时针摆动时，与它相连的驱动棘爪3插入棘轮2的齿槽中，推动棘轮转过一定的角度。当摇杆顺时针方向摆动时，驱动棘爪3便在棘轮齿背上滑过。此时，片簧6迫使止动棘爪插入棘轮的齿间，阻止棘轮顺时针方向转动，故棘轮静止。这样，当摇杆往复摆动时，棘轮作单向的间隙运动。

按照结构特点，常用棘轮机构可分为轮齿式棘轮机构和摩擦式棘轮机构两大类。

1. 轮齿式棘轮机构

轮齿式棘轮机构有外啮合式（见图4-1）和内啮合式（见图4-2）两种形式。根据其作间隙运动的方式不同，轮齿式棘轮机构有以下几种形式。

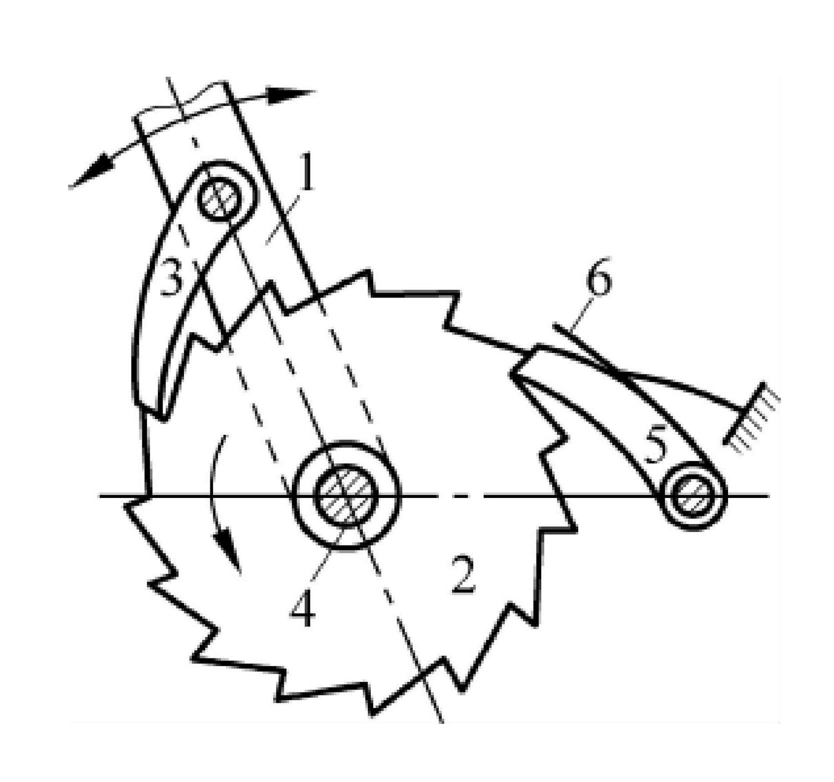


图4-1 外啮合式

1—摇杆；2—棘轮；3—驱动棘爪；4—传动轴；5—止动棘爪；6—片簧

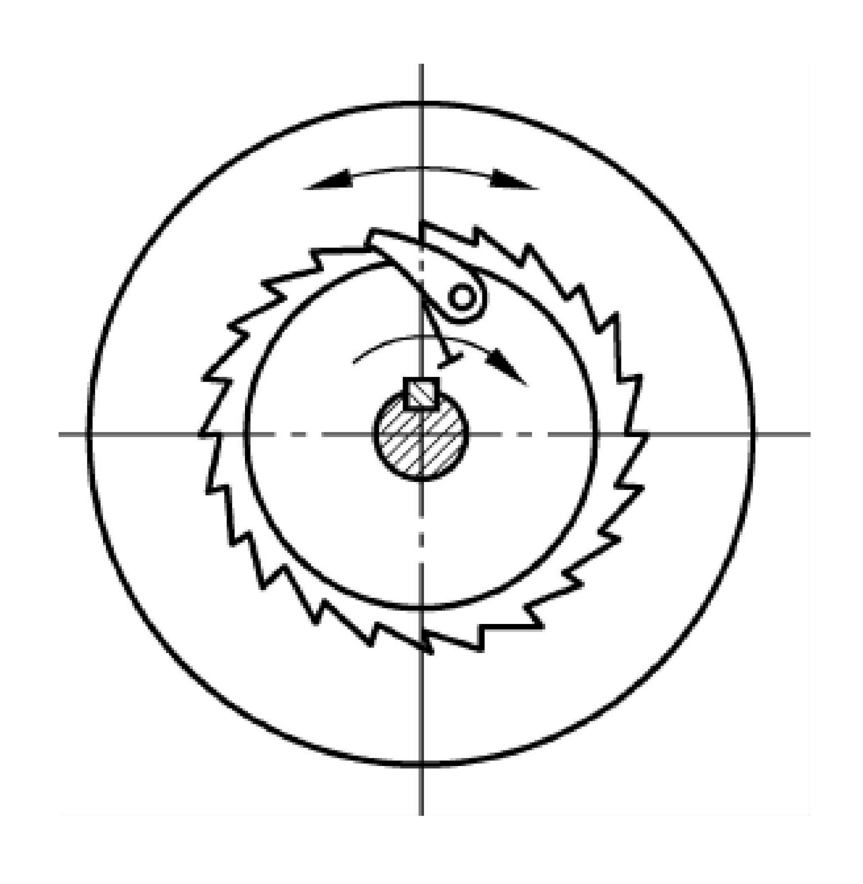


图4-2 内啮合式

(1) 单向式棘轮机构。

图 4-1 所示的单向式棘轮机构的特点是：当摇杆朝某一方向摆动时，棘轮沿同一方向转过某一角度；当摇杆反向摆动时，棘轮静止不动。

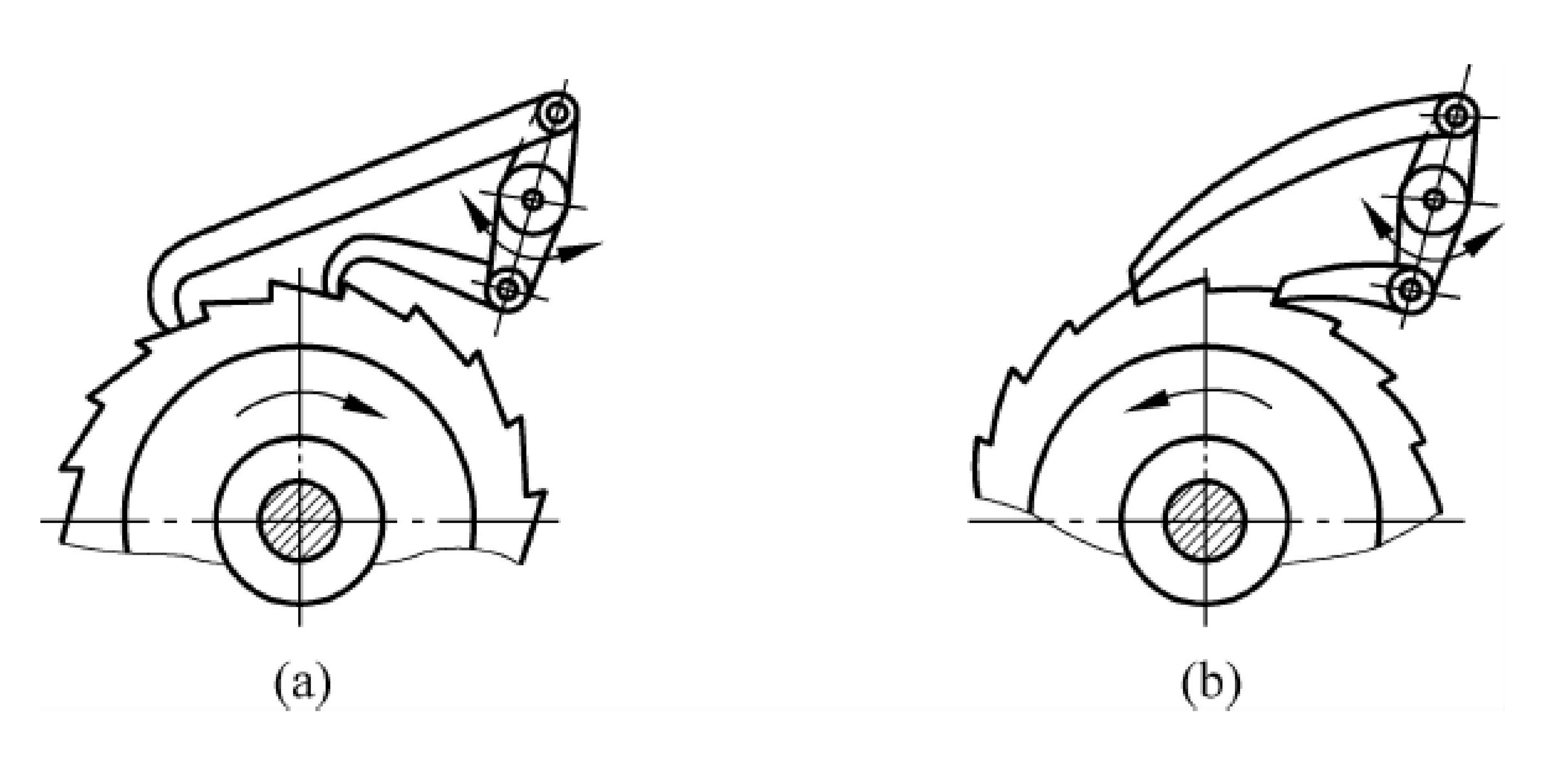


图 4-3 单向双动式棘轮机构

图 4-3 所示为单向双动式棘轮机构，其特点为：在摇杆上装有 2 个棘爪（图(a)为钩头形，图(b)为平头形），当摇杆来回摆动时，都能使棘轮沿同一方向作间隙运动。

单向式棘轮机构棘轮常用锯齿形齿。

(2) 双向式棘轮机构

这种机构的棘轮采用矩形齿。如图 4-4 所示，棘爪 3 做有 2 个对称的爪端，其特点是当棘爪 3 处于实线位置，摇杆 1 往复摆动时，棘轮 2 沿逆时针方向作间隙运动；当棘爪转到虚线位置，摇杆往复摆动时，棘轮将沿顺时针方向作间隙运动。

图 4-5 所示为另一种可变向棘轮机构。当棘爪 2 处于图示位置往复摆动时，棘轮 1 沿逆时针方向作间隙运动；若将棘爪与其固连的销子 3 提起，绕其轴线转 90°后放下，此时销子架在壳体的平台面 *A* 上，因而棘爪被销子 3 撑起与棘轮脱开，棘爪摆动时，棘轮则静止不动；若将棘爪 2 提起，绕其轴线转 180°后放下，由于销子 3 正好插入另一个销孔，棘爪则插入棘轮齿槽中，棘爪往复摆动时，棘轮 1 便沿顺时针方向作间隙运动。

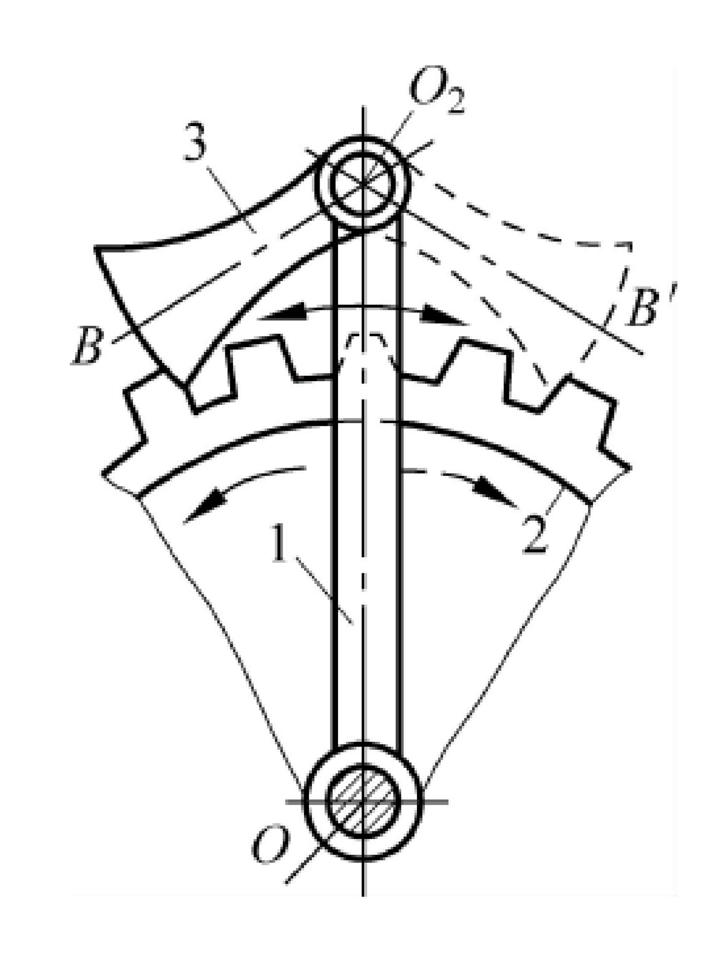


图 4-4 双向式棘轮机构

1—摇杆；2—棘轮；3—棘爪

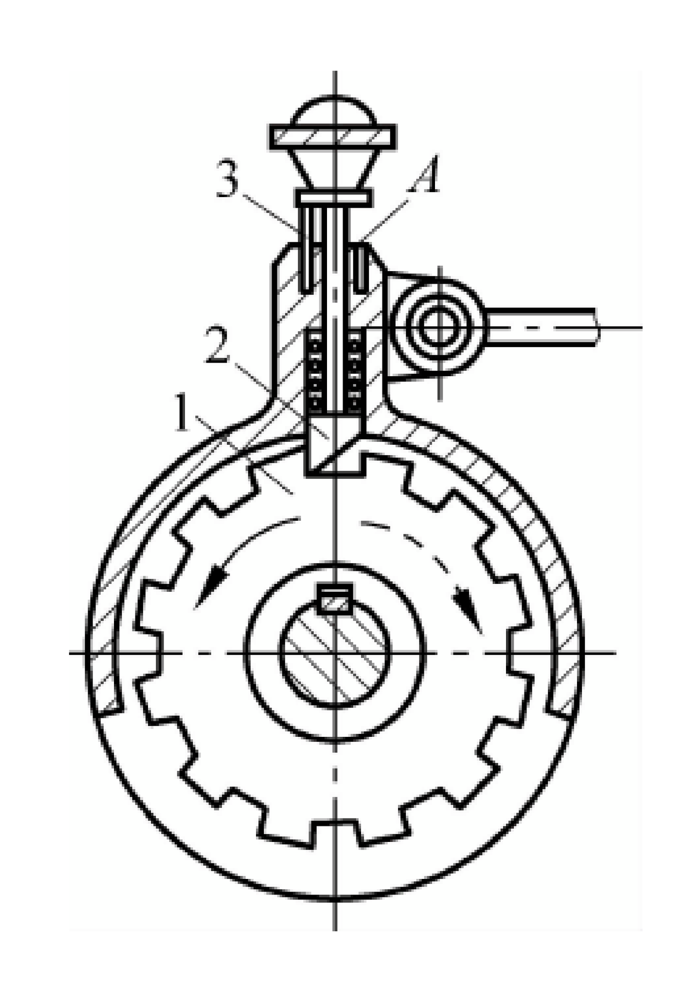


图 4-5 可变向棘轮机构

1—棘轮；2—棘爪；3—销子

2. 摩擦式棘轮机构

如果需要无级改变棘轮转角，可采用图 4-6 所示的摩擦式棘轮机构。它由摇杆 1、驱动摩擦爪 2、摩擦棘轮 3、止动摩擦爪 4 和机架 5 组成。其工作原理与齿式棘轮机构类似，只不过其运动与动力是靠摩擦爪与摩擦轮间接触产生的摩擦力来传递的。为了增加摩擦力，一

般将摩擦轮表面作成槽形。

上述各种棘轮机构，在原动件摇杆摆角一定的条件下，棘轮每次的转角是不能改变的。若要调节棘轮的转角，可通过改变摇杆的摆角（见图 4-7(a)）转动螺杆调节曲柄长度，则摇杆的摆动角度随之改变。图 4-7(b)是在棘轮外表罩一位置可调的遮板（见图 4-7(b)）来改变棘爪拨过棘轮齿数的多少，从而改变棘轮的转角。

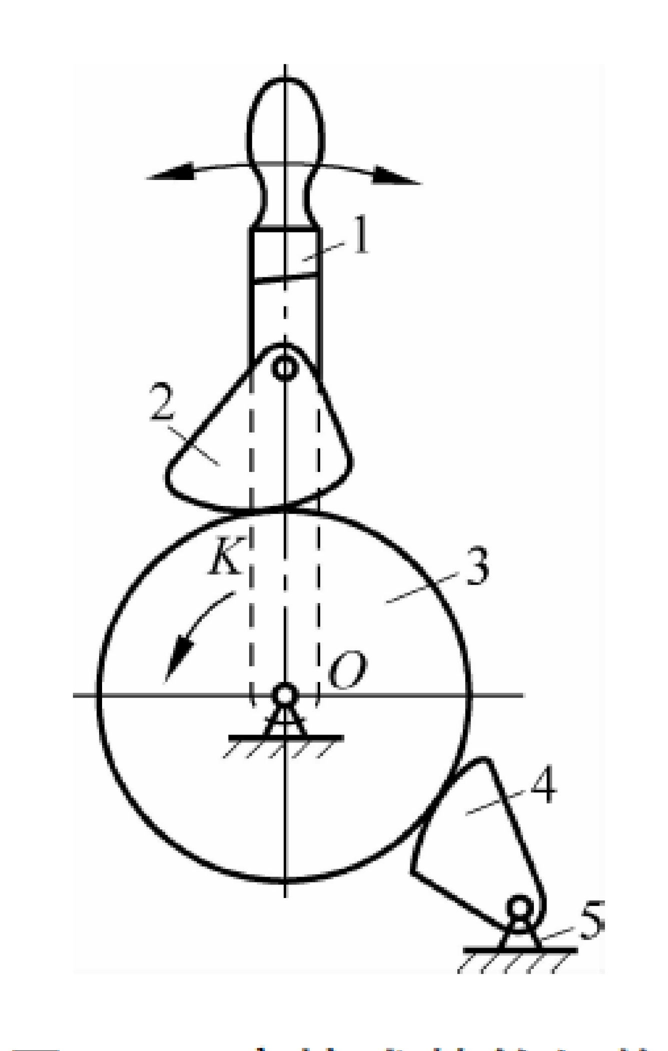


图 4-6　摩擦式棘轮机构

1—摇杆；2—驱动摩擦爪；3—摩擦棘轮；4—止动摩擦爪；5—机架

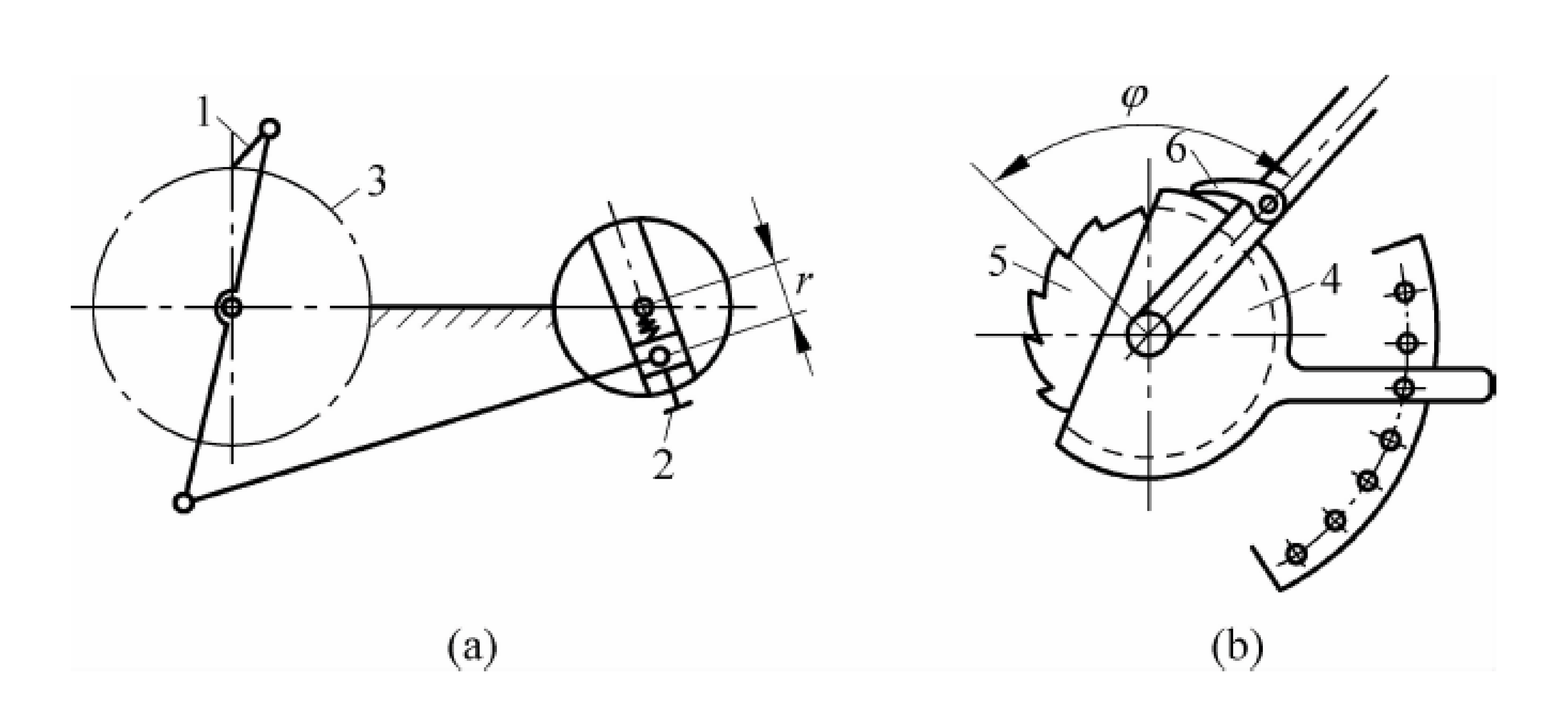


图 4-7　棘轮转角的调节

1,6—棘爪；2—螺杆；3,5—棘轮；4—遮板

4.1.2　棘轮机构的特点和应用

棘轮机构的特点是结构简单、制造方便、转角大小可以进行有级调节，但传动时棘爪与轮齿啮合时会发生冲击，产生振动和噪声，轮齿易磨损。因此棘轮机构常用于低速、轻载、要求转角不大或需要经常改变转角的场合，实现间隙运动。

棘轮机构应用广泛，如图 4-8 所示的牛头刨床中，当主动曲柄 1 转动时经连杆 2，使摇杆 3 和棘爪 4 作往复摆动，通过棘爪 4 推动棘轮 5，使与其固连的进给丝杠 6 作间隙运动，从而使与螺母固连的工作台 7 作横向进给运动。

图 4-9 所示为使用棘轮机构防止机构反转的制动器，这种棘轮制动器广泛应用于卷扬机、提升机，以及运输机等设备中。

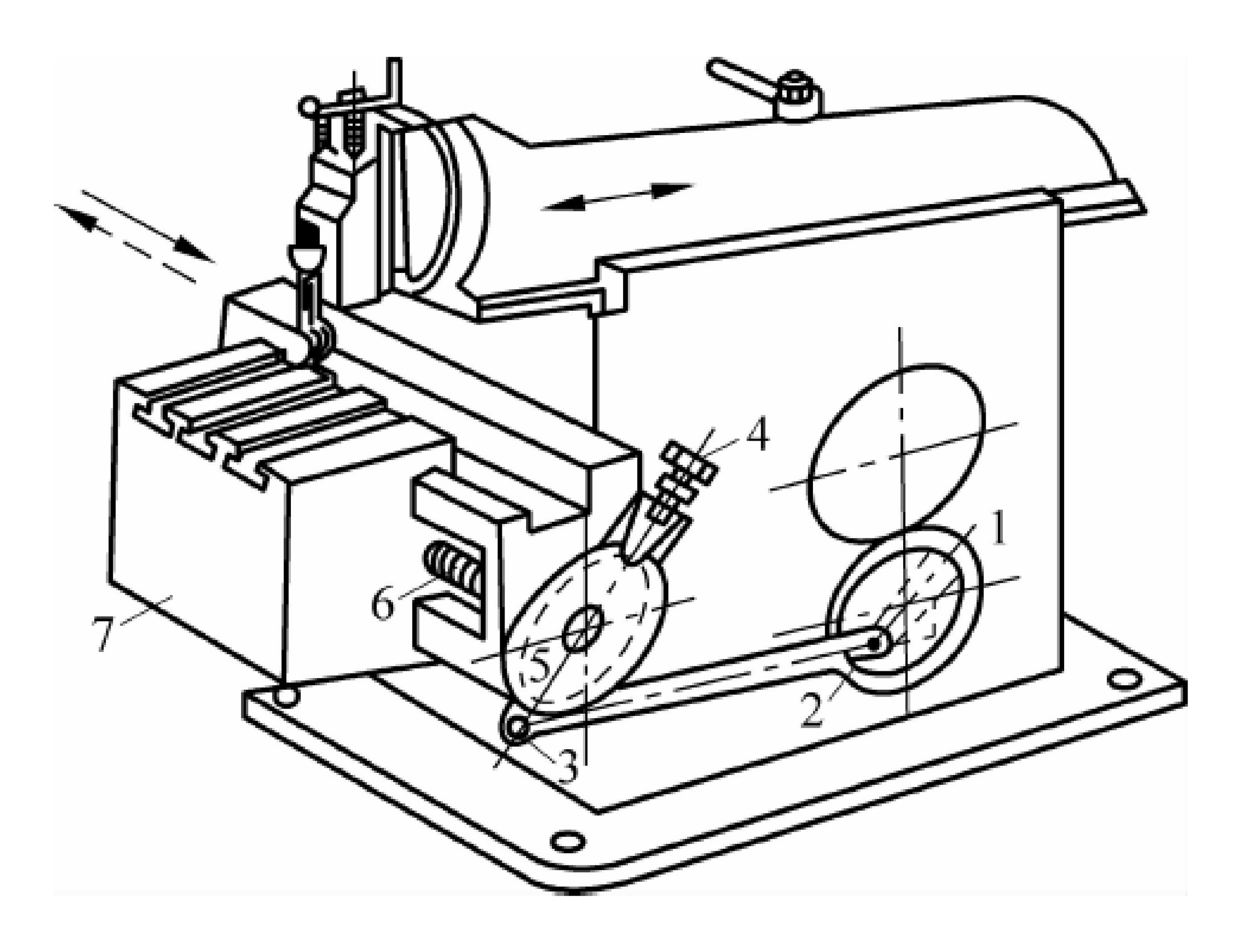


图 4-8　牛头刨床工作台进给机构

1—曲柄；2—连杆；3—摇杆；4—棘爪；5—棘轮；6—丝杠；7—工作台

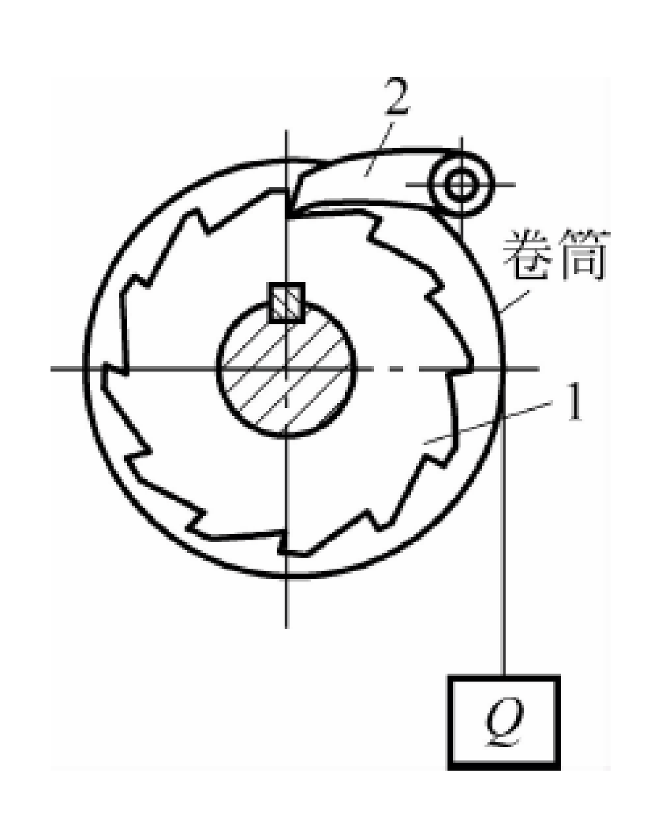


图 4-9　起重设备棘轮制动器

1—棘轮；2—棘爪

棘轮机构除了常用于实现间隙运动外，还可以实现超越运动，如自行车后轮轴上的棘轮机构。

4.2 槽轮机构

4.2.1 槽轮机构的工作原理和类型

槽轮机构又称马尔他机构，它是由槽轮、带圆销的拨盘和机架组成，如图 4-10 所示。拨盘 1 以等角速度作连续回转，槽轮 2 作间隙运动。当拨盘上的圆柱销 A 没有进入槽轮的径向槽时，槽轮的内凹锁止弧面被拨盘上的外凸锁止弧面卡住，槽轮静止不动。当圆柱销 A 进入槽轮的径向槽时，锁止弧面被松开，则圆柱销 A 驱动槽轮转动。当拨盘上的圆柱销 A 刚离开径向槽时，下一个锁止弧面又被卡住，槽轮又静止不动。由此将主动件的连续转动转换为从动槽轮的间隙运动。

槽轮机构有两种基本形式：图 4-10 所示为外啮合槽轮机构，其从动槽轮与主动拨盘的转向相反；图 4-11 所示为内啮合槽轮机构，其从动槽轮与主动拨盘的转向相同。一般常用外啮合槽轮机构。

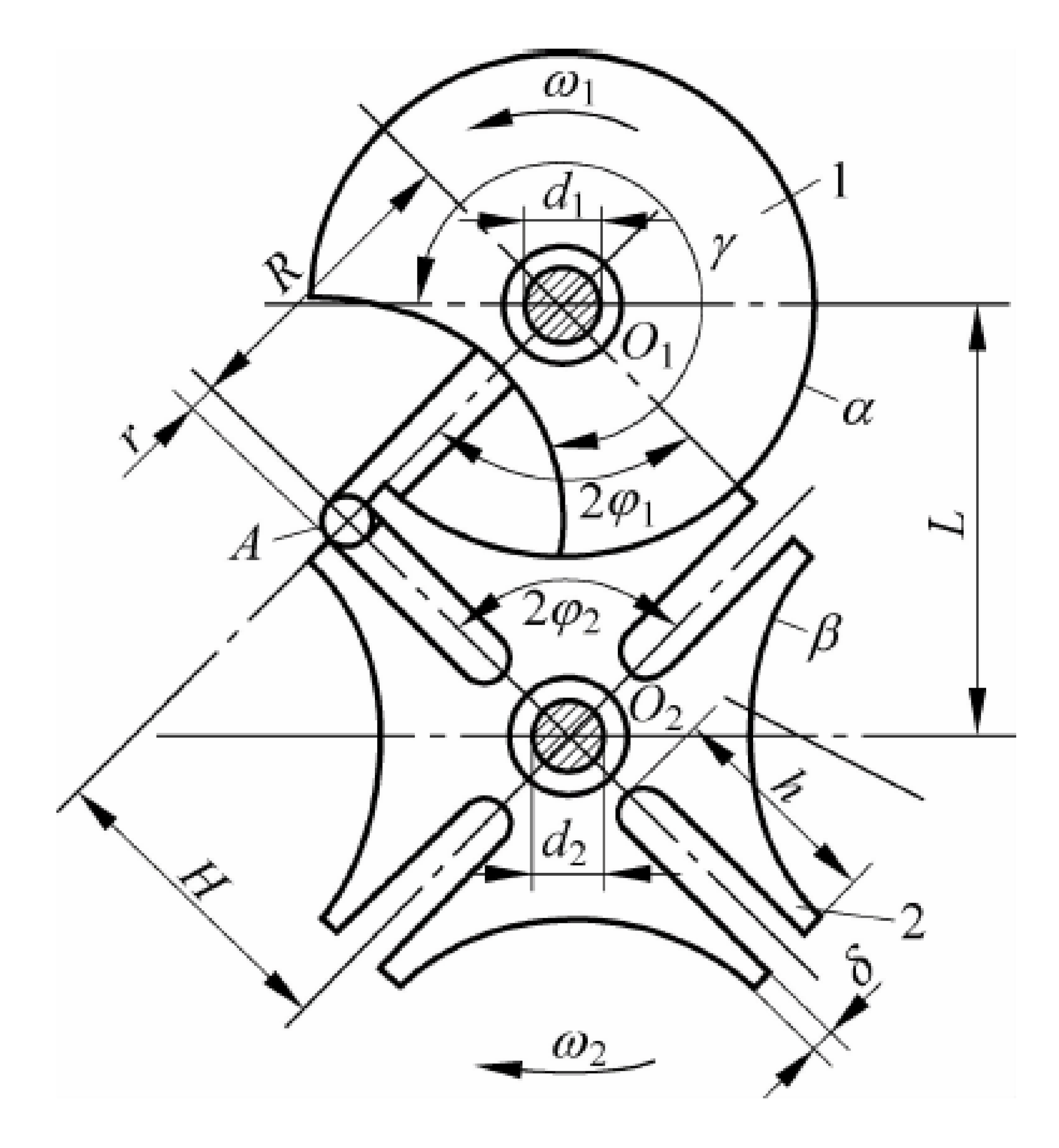


图 4-10 外啮合槽轮机构

1—拨盘；2—槽轮

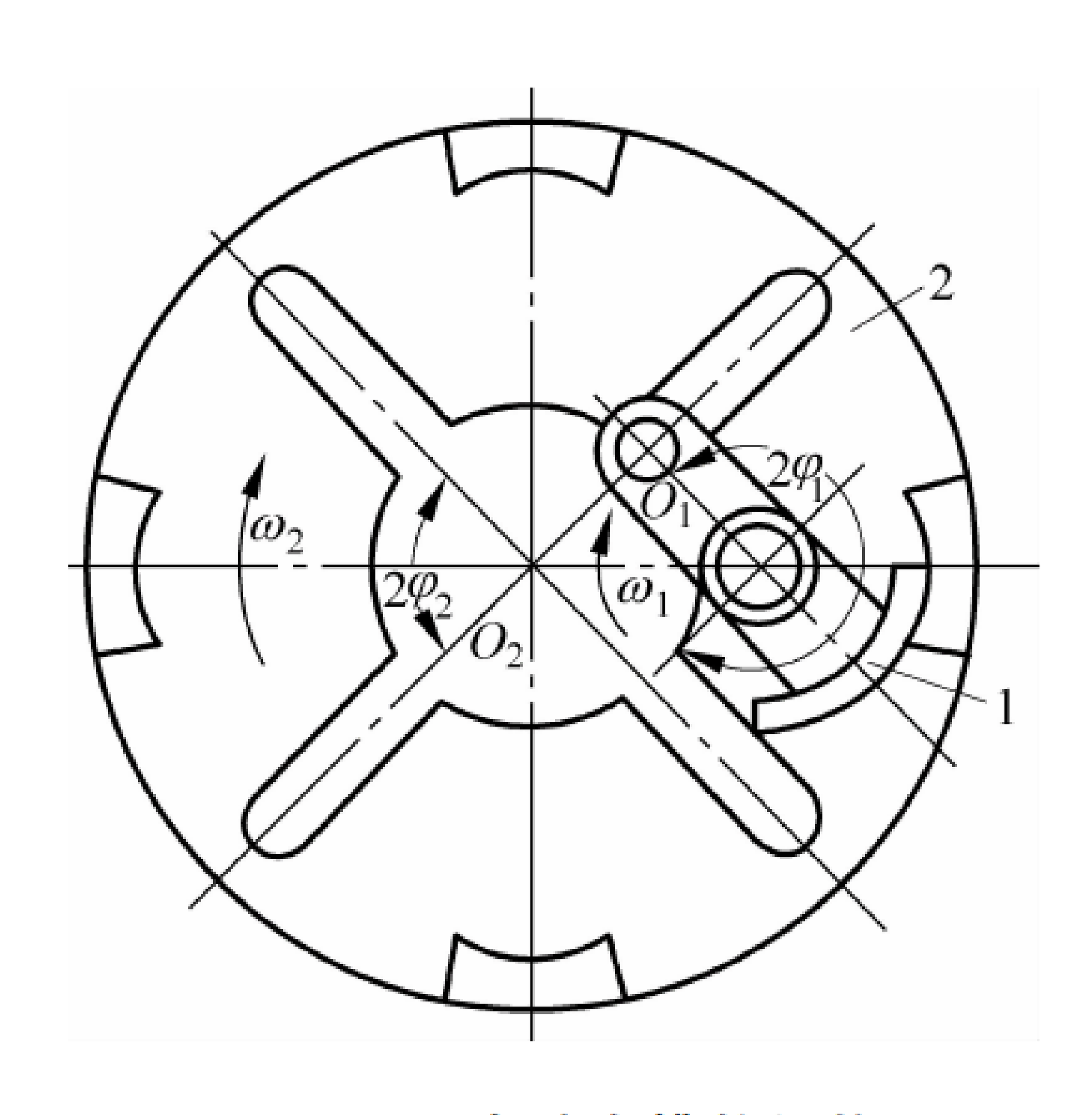


图 4-11 内啮合槽轮机构

1—拨盘；2—槽轮

4.2.2 槽轮机构的特点和应用

槽轮机构结构简单，转位方便，工作可靠，传动平稳性较好，能准确控制槽轮转动的角度。但是槽轮的转角大小受槽数 z 的限制，不能调节，且在槽轮转动的始末位置加速度变化大，存在冲击，因此，只能用在低速、且要求间歇地转动一定角度的自动机的转位或分度机构中。

图 4-12 所示的槽轮机构是用于六角车床刀架转位的。刀架 3 装有 6 把刀具，与刀架一体的是六槽外槽轮 2。拨盘 1 回转一周，槽轮转过 60°，将下一道工序所需的刀具转换到工作位置上。

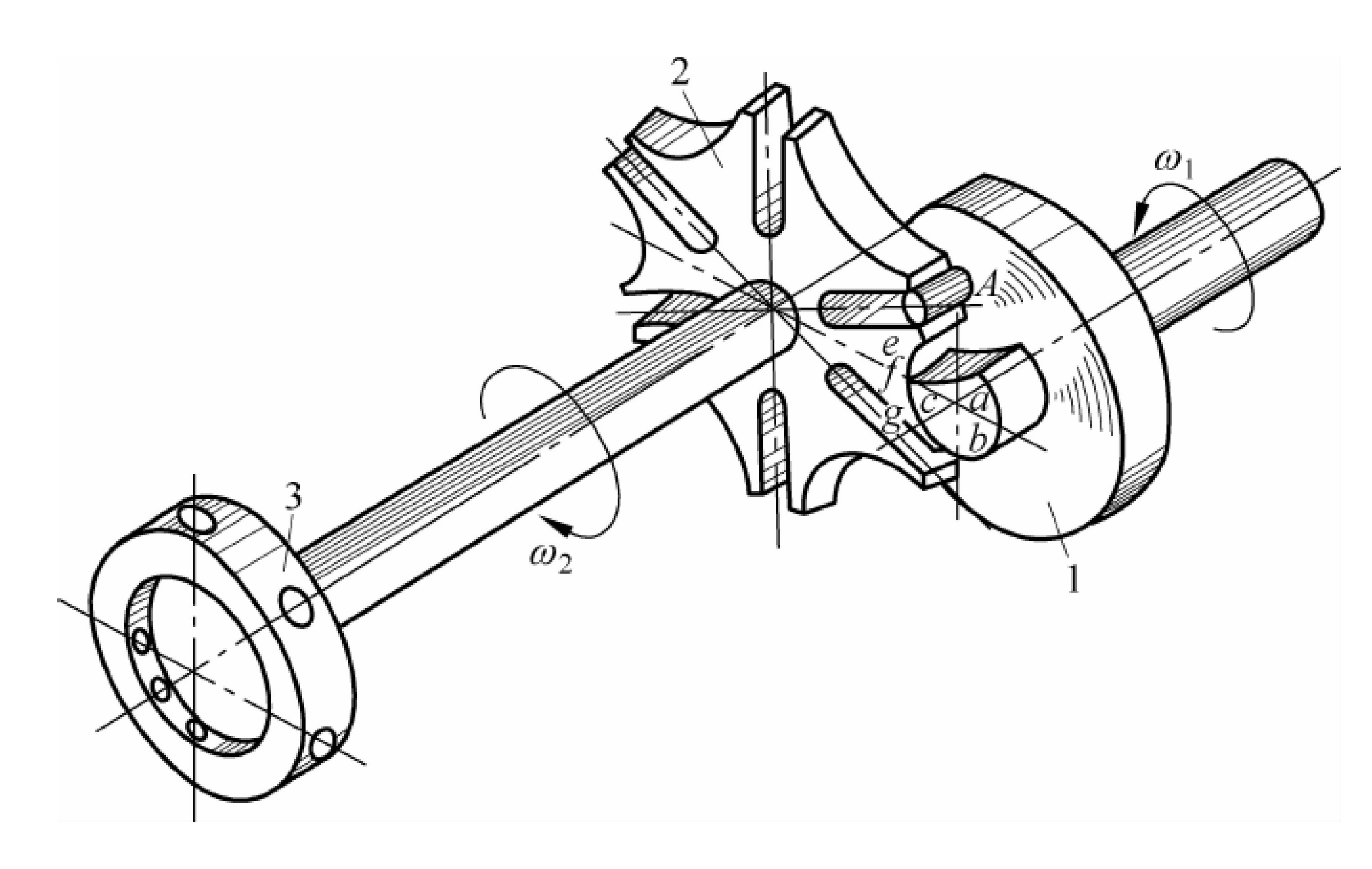


图 4-12　六角车床刀架的转位槽轮机构

1—拨盘；2—槽轮；3—刀架

图 4-13 所示为电影放映机中用于卷片的槽轮机构。槽轮 2 上有 4 个径向槽，拨盘 1 上装有一个圆销 A。拨盘转一周，圆销 A 拨动槽轮转过 1/4 周，胶片移动一个画格，并停留一定时间(以适应人眼的视觉暂留现象)。拨盘继续转动，胶片将被间隙地投影到银幕上去。

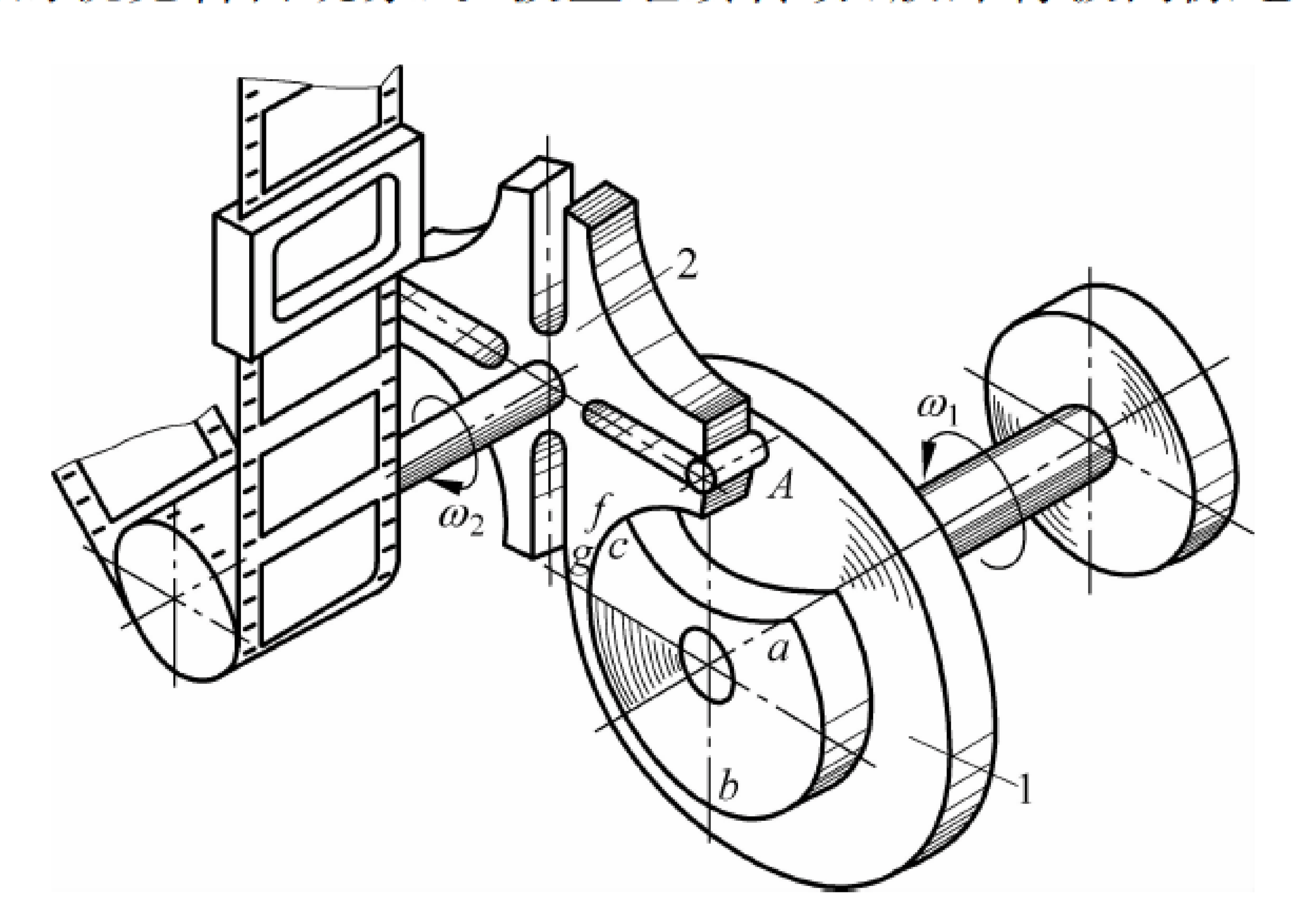


图 4-13　电影放映机的卷片槽轮机构

1—拨盘；2—槽轮

4.2.3　槽轮槽数和拨盘圆柱销数的选择

槽轮槽数 z 和拨盘圆柱销数 k 是槽轮机构的主要参数。如图 4-10 所示，为了使槽轮在开始转动和终止转动时的瞬时角速度为零，以避免刚性冲击，在圆柱销开始进入径向槽及自径向槽脱出时，槽的中心线 O_2A 应垂直于 O_1A。设 z 为均匀分布的径向槽数目，则由图 4-10 可见，当槽轮转过 $2\varphi_2=2\pi/z$ 弧度时，拨盘 1 相应转过的转角为 $2\varphi_1$，即

$$2\varphi_1 = \pi - 2\varphi_2 = \pi - \frac{2\pi}{z}$$

在一个运动循环内，槽轮的运动时间 t_d 与主动拨盘的运动时间 t 之比称为槽轮机构的运动系数，用 τ 表示。当拨盘匀速转动时，时间之比可用拨盘相应的转角之比来表示。因此，单圆销槽轮机构的运动系数为

$$\tau=\frac{t_d}{t}=\frac{2\varphi_1}{2\pi}=\frac{\pi-\frac{2\pi}{z}}{2\pi}=\frac{1}{2}-\frac{1}{z}=\frac{z-2}{2z}$$

由上式可知：

(1) 为了保证槽轮运动，运动系数必须大于零，故径向槽数 $z>2$。

(2) 单圆销槽轮机构的运动系数总是小于 1/2，即槽轮的运动时间总小于静止时间。

(3) 如要求槽轮的运动时间大于静止时间，即 $\tau>1/2$，可在拨盘上安装多个圆柱销，但为了实现间隙运动，运动系数应小于 1。设均匀分布的圆销数目为 k，则槽轮的运动时间为单圆销时的 k 倍，即

$$\tau=\frac{k(z-2)}{2z}<1$$

由此可得

$$k<\frac{2z}{z-2}$$

由上式可知，当 $z=3$ 时，k 可取 1～5；当 $z=4$ 或 5 时，k 可取 1～3；当 $z\geqslant 6$ 时，则 k 可取 1 或 2。

4.3 不完全齿轮机构

图 4-14 所示为外啮合式不完全齿轮机构。该机构的主动轮齿数减少，只保留 3 个齿，从动轮上制有与主动轮轮齿相啮合的齿间。主动轮转一周，从动轮转 1/6 周；从动轮转一周，停歇 6 次。这种主动齿轮作连续转动，从动齿轮作间隙运动的齿轮传动机构称为不完全齿轮机构。不完全齿轮机构是由普通齿轮机构演变而成的一种间隙运动机构。

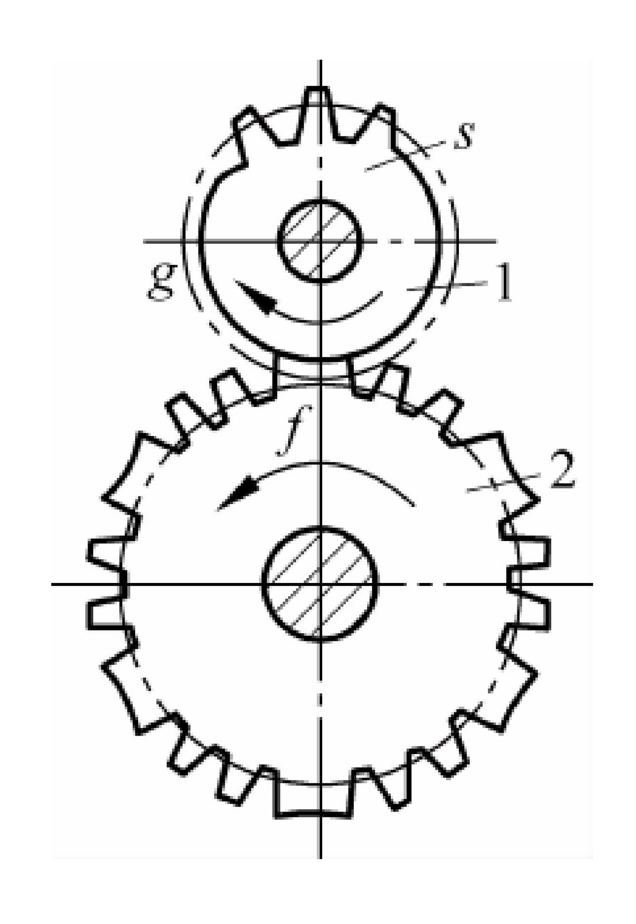


图 4-14 外啮合式不完全齿轮机构

1—主动齿轮；2—从动齿轮

不完全齿轮机构的特点是结构简单、工作可靠、传递力大，但工艺复杂，从动轮在运动的开始与终止位置有较大冲击，一般适用于低速、轻载的场合。

思考题

1. 棘轮机构主要由________、________和机架组成，其中________为主动件。

2. 常用棘轮转角调节方法有________和________。

3. 槽轮机构由________、________及机架组成。

4. 槽轮机构的转角是________调节，它与________有关。

5. 槽轮的静止可靠和不反转，是通过槽轮的________和拨盘上的________实现的。

6. 某牛头刨床工作台的横向进给丝杠的导程为 4mm，与丝杠联动的棘轮齿数为 40，则此牛头刨床工作台的最小横向进给量是多少？若要求牛头刨床工作台的横向进给量为 0.5mm，则棘轮每次转过的角度为多少？

7. 在六角车床上六角刀架转位用的外槽轮机构中，已知槽轮的槽数 $z=6$，槽轮停歇时间 $t=\frac{5}{6}\mathrm{s/r}$，运动时间 $t_d=\frac{5}{3}\mathrm{s/r}$，求槽轮机构的运动系数及所需的圆销数目 k。

第 5 章

带传动和链传动

导读

带传动和链传动是常用的机械传动装置。本章重点分析了带传动的工作情况，介绍了带传动和链传动的种类、结构特点和使用注意事项。要求掌握它们的传动规律，并能正确选择和使用。

5.1 带传动的工作原理和类型

5.1.1 带传动的工作原理

带传动是一种常用的机械传动装置，主要作用是传递转矩和改变转速。带传动是利用带作为中间挠性件，依靠带与带轮之间的摩擦力或啮合来传递运动和动力的。如图 5-1 所示，把一根或几根闭合成环形的带张紧在主动轮和从动轮上，使带与带轮接触面间产生一定的正压力（或使同步带与两同步带轮上的齿相啮合）。当主动轮转动时，依靠带与两带轮接触面之间的摩擦力（或齿的啮合），将主动轮的运动和动力传递到从动轮上。

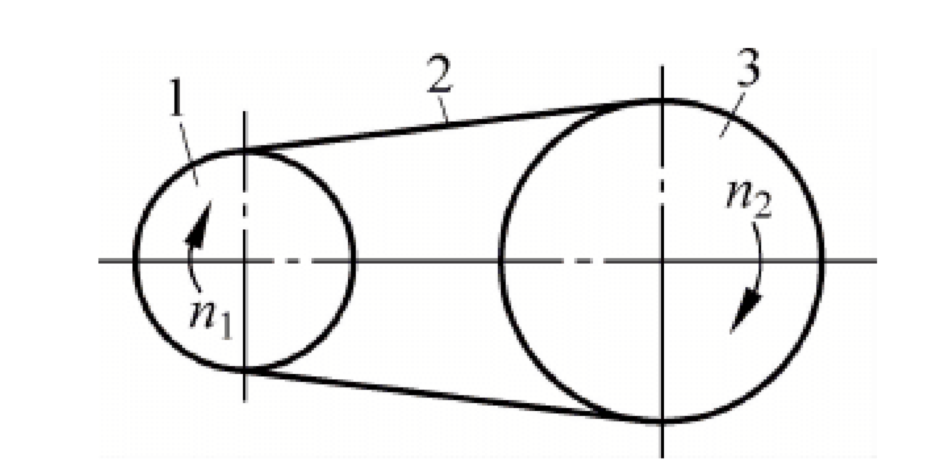


图 5-1 带传动示意图

1—主动轮；2—环形挠性带；3—从动轮

5.1.2 带传动的分类

根据工作原理的不同，带传动分摩擦型带传动和啮合型带传动两大类。

1. 摩擦型带传动

摩擦型带传动是通过挠性传动带和带轮间的摩擦力来传递运动和动力的。根据带的横截面不同，分为平带传动（见图 5-2(a)）、V 带传动（见图 5-2(b)）、圆带传动（见图 5-2(c)）和多楔带传动（见图 5-2(d)）。

(1) 平带传动

平带传动是由平带和带轮组成的摩擦传动。平型带的横截面是扁平矩形，工作时带的环形内表面与轮缘相接触。常用的平型带有橡胶布带、皮革带、编织带（棉布、毛织、丝织）和强力锦纶带等，其中以橡胶布带应用最广。

(2) V 带传动

V 带传动是由一条或数条 V 带和 V 带轮组成的摩擦传动。V 带安装在相应的轮槽内，

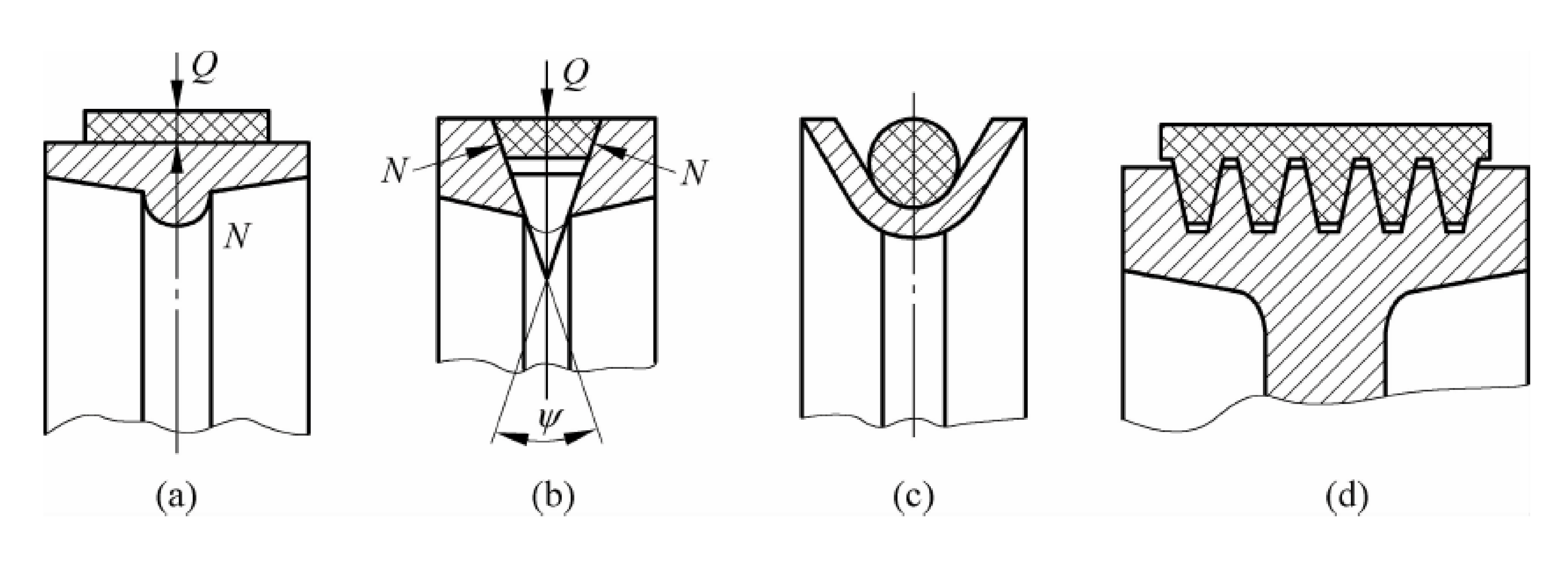


图 5-2　带的横截面

仅与轮槽的两侧接触，而不与槽底接触。V 带的横截面是梯形，工作时其两侧面与轮槽侧面相接触。由于是楔面摩擦，在张紧力相同时，V 带传动较平带传动能产生更大的摩擦力，其传动能力也较平带传动大。

（3）圆带传动

圆型带的横截面是圆形，只适用于小功率传动中，如缝纫机、真空泵和磁带盘等。

（4）多楔带传动

它是在平带基体上由多根 V 带组成的传动带。多楔带结构紧凑，可传递很大的功率。

2. 啮合型带传动

啮合型带传动是利用带齿和带轮轮齿的相互啮合来传递运动和动力的。这类带传动应用较多的是同步带传动，如图 5-3 所示。

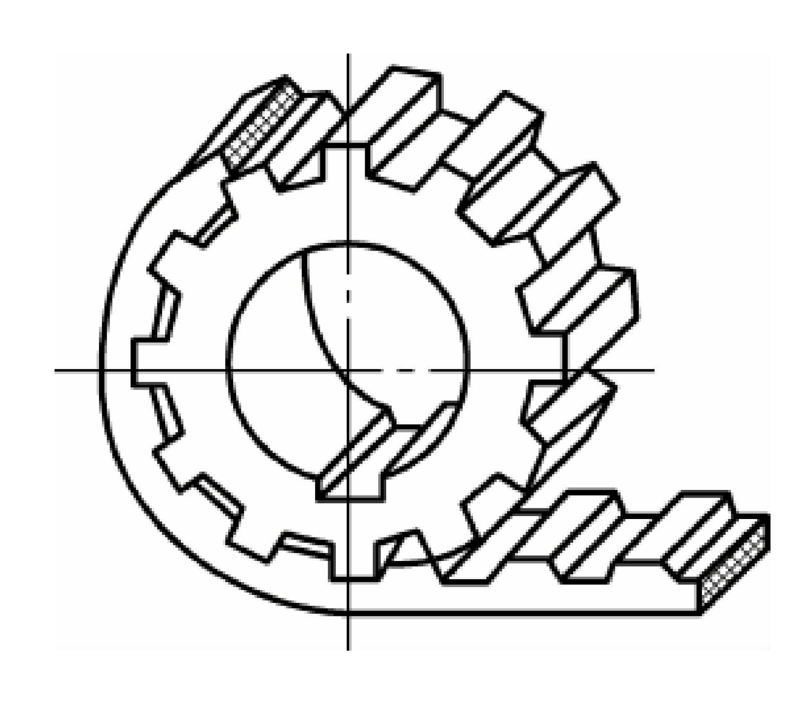


图 5-3　同步带传动

5.1.3　带传动的特点及应用

带传动属于挠性传动，与其他传动相比较，它具有下列特点：

（1）结构简单，制造容易，安装和维护方便，能传递较远距离的运动，改变带长可适应不同的中心距。

（2）传动平稳，噪声小，能缓冲吸振。

（3）过载时，带会在带轮上打滑，因而可防止薄弱零件的损坏，起到安全保护作用。

（4）由于带与带轮之间存在滑动，所以不能保持准确的传动比。

（5）传动效率低，带的寿命一般较短，传动装置外廓尺寸较大，不宜在易燃、易爆场合下工作。

一般情况下，带传动传递的功率 $P \leqslant 100\text{kW}$，带速 $v=5\sim25\text{m/s}$，平均传动比 $i \leqslant 5$，传动效率为 94%～97%。

5.2　带传动的工作情况分析

5.2.1　带传动的受力分析

为保证带传动正常工作，带与带轮的接触面上产生足够的摩擦力，在传动之前带就必须

以一定的拉力张紧在带轮上，这个拉力称为初拉力 F_0。在带传动不工作时，带两边的初拉力相等，如图 5-4(a)所示。

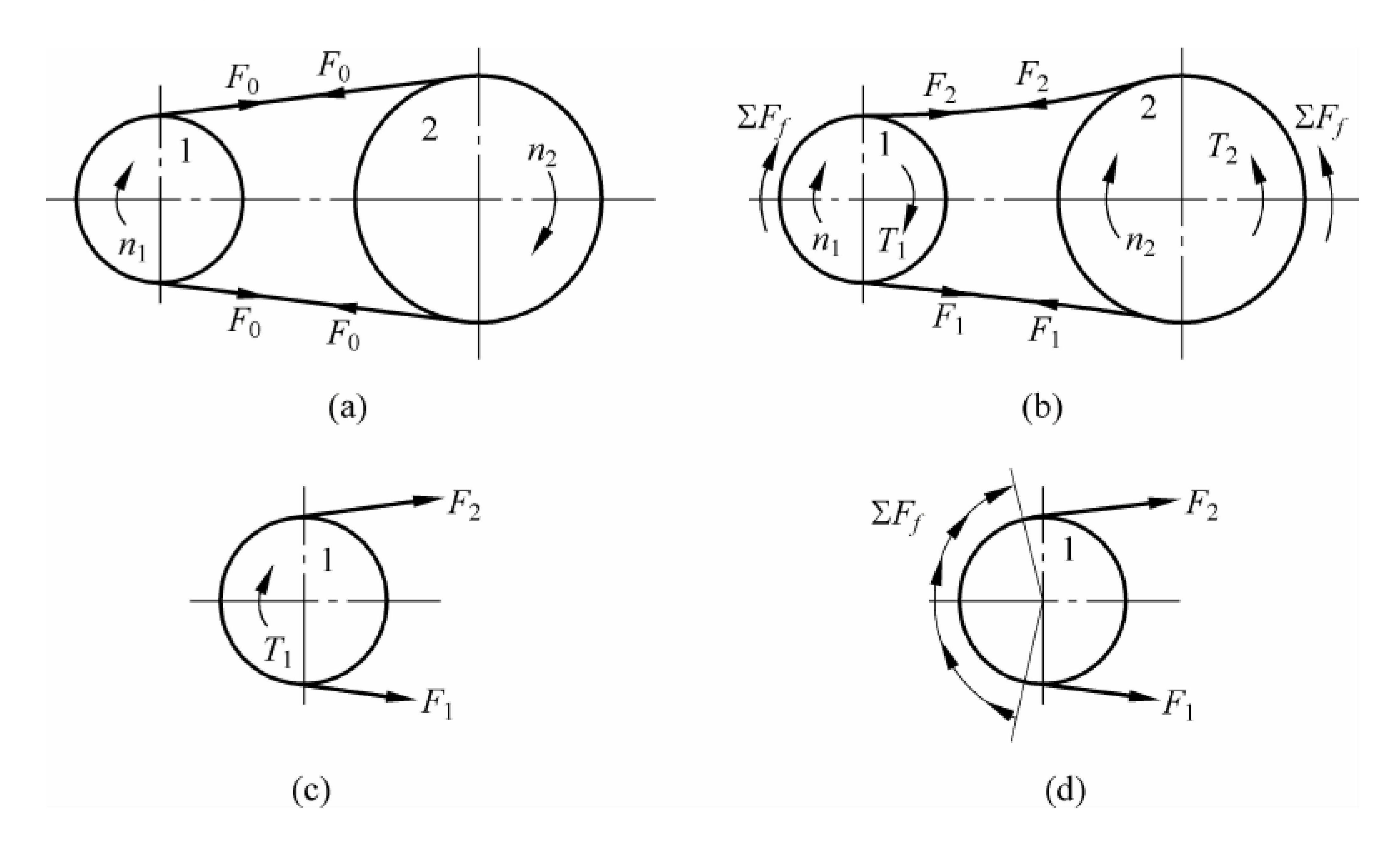


图 5-4　带与带轮的受力

如图 5-4(b)所示，在主动轮上，带所受到的摩擦力 F_f 与 n_1 的方向相同；而在从动轮上，带所受到的摩擦力 F_f 与 n_2 的方向相反。由于这两处摩擦力的作用，传动带两边的拉力也相应地发生了变化：带绕入主动轮的一边被进一步拉紧，拉力由 F_0 增大到 F_1，称为紧边；带绕入从动轮的一边则被放松，拉力由 F_0 减少到 F_2，称为松边。若取主动轮及其一侧的带为分离体(见图 5-4(c))，则驱动力矩 T_1 和带两边的拉力对轴心的力矩相平衡，即

$$T_1 - F_1 \frac{d_1}{2} + F_2 \frac{d_1}{2} = 0$$

则

$$T_1 = (F_1 - F_2) \frac{d_1}{2}$$

由上式可知，紧边和松边拉力的差值就相当于带传动中起传递功率作用的驱动力，即有效圆周力(或称有效拉力)为

$$F = F_1 - F_2 \tag{5-1}$$

容易证明，在数值上，有效圆周力等于任意一个带轮接触面上摩擦力的总和 $\sum F_f$，如图 5-4(d)所示。

若带速为 v(m/s)，则带传动传递的功率 P 为

$$P = \frac{Fv}{1000}\ (\text{kW}) \tag{5-2}$$

对于一般的开口带传动，如果两轴固定，可近似认为带传动工作时其紧边的拉力增加量应等于松边的拉力减少量，即

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

即

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \tag{5-3}$$

将式(5-1)代入式(5-3)，可得

$$F_1 = F_0 + F/2$$
$$F_2 = F_0 - F/2 \tag{5-4}$$

由式(5-2)可知，当传递的功率增大时，有效圆周力 F 也要相应地增大，即要求带与带轮的接触面上有更大的摩擦力以维持传动。但是，当其他条件不变且初拉力 F_0 一定时，这个摩擦力总有一个极限值，就是带所能传递的最大有效圆周力 F_{max}。当带传动的有效圆周力超过这个极限值时，带就将在带轮上打滑。开始打滑时 F_1 和 F_2 的关系可用欧拉公式确定

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha} \tag{5-5}$$

式中：e——自然对数的底(e=2.718 28…)；

f——摩擦系数(对于 V 带，用当量摩擦系数 f_v)；

α——带在带轮上的包角，rad。

将式(5-4)代入式(5-5)，经整理可得出带所能传递的有效圆周力 F 为

$$F = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \tag{5-6}$$

由式(5-6)可知，带所能传递的有效圆周力 F 与下列因素有关。

(1) 初拉力 F_0

由于 F 与 F_0 成正比，增大初拉力 F_0，带与带轮正压力增大，则传动时产生的摩擦力就越大，F 也越大。但 F_0 过大会加剧带的磨损，致使带过快松弛，缩短其工作寿命；如果 F_0 过小，则带传动的工作能力得不到充分发挥。因此，初拉力 F_0 的大小要适当。

(2) 摩擦系数 f

f 越大，摩擦力越大，传动能力也就越高。摩擦系数与带和带轮材料、表面状况及工作环境条件等有关。

(3) 包角 α

因为增加 α 会使整个接触弧上摩擦力的总和增加，从而提高传动能力。因此水平装置的带传动通常将松边放置在上边，以增加包角。由于大带轮的包角 α_2 大于小带轮的包角 α_1，打滑首先在小带轮上发生，因此只需考虑小带轮的包角 α_1。一般要求小带轮的包角 $\alpha_1 \geqslant 120°$。

5.2.2　带的弹性滑动与打滑

带是弹性体，受到拉力作用后将产生弹性变形。由于带工作时，紧边拉力 F_1 和松边拉力 F_2 不等，因此，带中紧边和松边的弹性变形也不相等。如图 5-5 所示，带的紧边刚绕上轮 1 时(A_1 点)，带速与轮 1 的圆周速度 v_1 相等。在带随着轮 1 由 A_1 点转至 B_1 点的过程中，带所受的拉力由 F_1 逐渐降至 F_2，因此其弹性变形也将随之逐渐减小，即出现带逐渐回缩现象，使带的速度逐渐落后于轮子的圆周速度。带在 B_1 点处的速度已降为 v_2，$v_2 < v_1$。同样，带从松边 A_2 点转向紧边 B_2 点时，带的拉力由 F_2 逐渐增至 F_1，其弹性变形将随之逐渐增大，带在从动轮的表面将产生逐渐向前爬伸现象，带速则由 A_2 点的 v_2 增至 B_2 点的 v_1。这种由于带的拉力差和带的弹性变形而引起的带与带轮间的局部相对滑动称为带的弹性滑动。

当传递的工作载荷增大时，要求有效拉力 F 也随之增大。在张紧力一定的条件下，带与带轮的接触面间的摩擦力总和有一极限值。如果工作载荷所要求的有效拉力 F 超过这

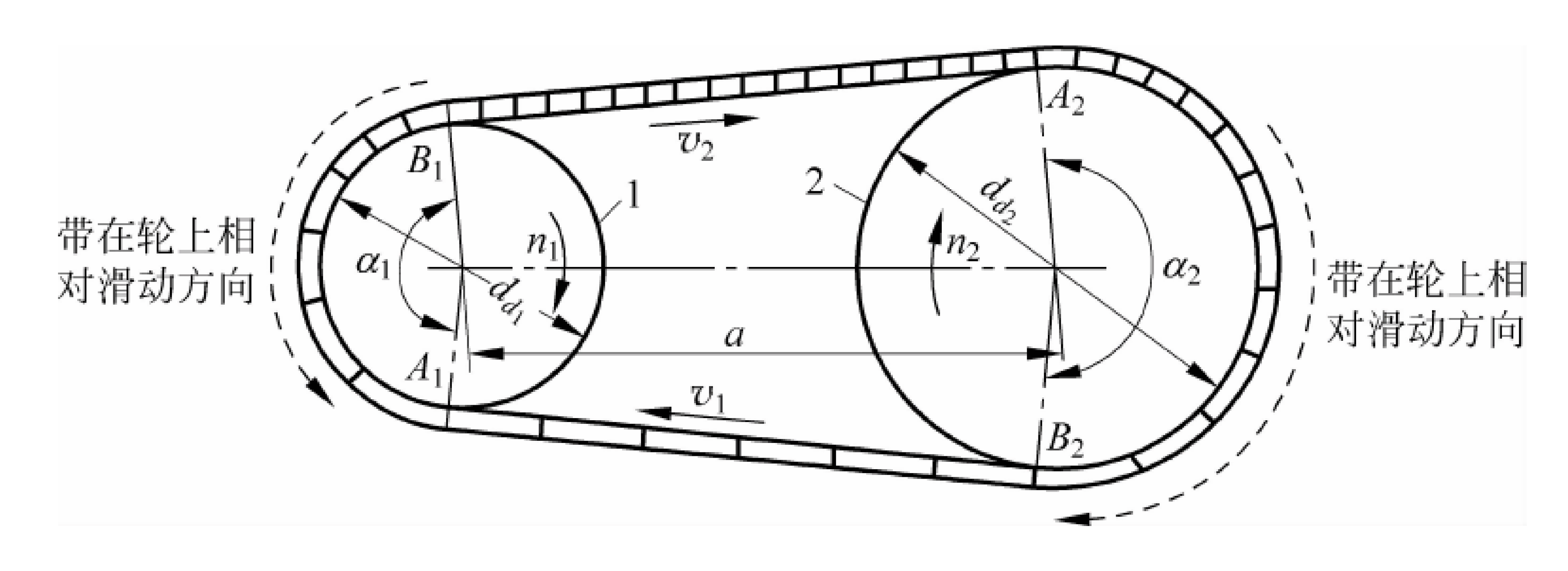


图 5-5 带的弹性滑动

个极限摩擦力总和时，带将沿整个接触弧全面滑动，这种现象称为打滑。带传动一旦出现打滑，从动轮转速急剧下降，带磨损加剧，即失去正常工作能力。

弹性滑动和打滑是两个截然不同的概念。弹性滑动是不可避免的，因为带传动工作时，要传递圆周力，带两边的拉力必然不等，产生的变形量也不等，所以必然会发生弹性滑动。而打滑是由于过载引起的，是可以且必须避免的。

带的弹性滑动导致从动轮圆周速度 v_2 低于主动轮圆周速度 v_1，产生了速度损失。其损失程度用相对滑动率 ε 表示，即

$$\varepsilon=\frac{v_1-v_2}{v_1}=\frac{\pi d_{d1}n_1-\pi d_{d2}n_2}{\pi d_{d1}n_1}=1-\frac{d_{d2}n_2}{d_{d1}n_1}$$

由此得带传动的传动比为

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\varepsilon)} \tag{5-7}$$

在一般传动计算中，因滑动率并不大（$\varepsilon=0.01\sim0.02$），故可不予考虑，但在要求准确传动比时，则需要计入滑动率 ε 的影响。

5.2.3 带传动的应力分析

带在工作时，受 3 种不同的应力。

(1) 由松、紧边的拉力产生的应力

紧边应力

$$\sigma_1=F_1/A \quad (\text{MPa})$$

松边应力

$$\sigma_2=F_2/A \quad (\text{MPa}) \tag{5-8}$$

式中：F_1、F_2——紧边和松边的拉力，N；

A——带的横截面积，mm^2。

带在绕过主动轮时，拉应力由 σ_1 逐渐降低到 σ_2；而在从动轮一侧，拉应力由 σ_2 逐渐增加到 σ_1。

(2) 由离心力产生的拉应力 σ_c

当带沿带轮轮缘作圆周运动时，将引起离心力，由此产生的拉应力 σ_c 作用于全部带长，并由下式计算

$$\sigma_c=\frac{qv^2}{A} \quad (\text{MPa}) \tag{5-9}$$

式中：q——传动带单位长度的质量，kg；

v——带的线速度，m/s。

(3) 带绕过带轮时产生的弯曲应力

这部分应力仅产生在带绕在带轮上的部分，由材料力学公式可知

$$\sigma_b \approx E\frac{h}{d} \quad (\text{MPa}) \tag{5-10}$$

式中：h——带的高度，mm；

d——带轮的直径，对于 V 带轮，则为其基准直径，mm；

E——带的拉压弹性模量，MPa。

由式(5-10)可知，带轮直径越小，带越厚，带的弯曲应力越大。因而带绕经小带轮时的弯曲应力 σ_{b1} 大于绕经大带轮时的弯曲应力 σ_{b2}。为了避免产生过大的弯曲应力，在 V 带传动的设计中，对每种型号的 V 带都规定了相应的最小带轮直径。

把上述 3 种应力叠加，即得到传动带总的应力，其分布情况如图 5-6 所示。由图可知，带的最大应力发生在带的紧边开始绕上小带轮处，其应力值为

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1}$$

为保证带具有足够的疲劳寿命，应满足

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \leqslant [\sigma] \tag{5-11}$$

式中，$[\sigma]$为根据疲劳寿命决定的带的许用应力，单位为 MPa。

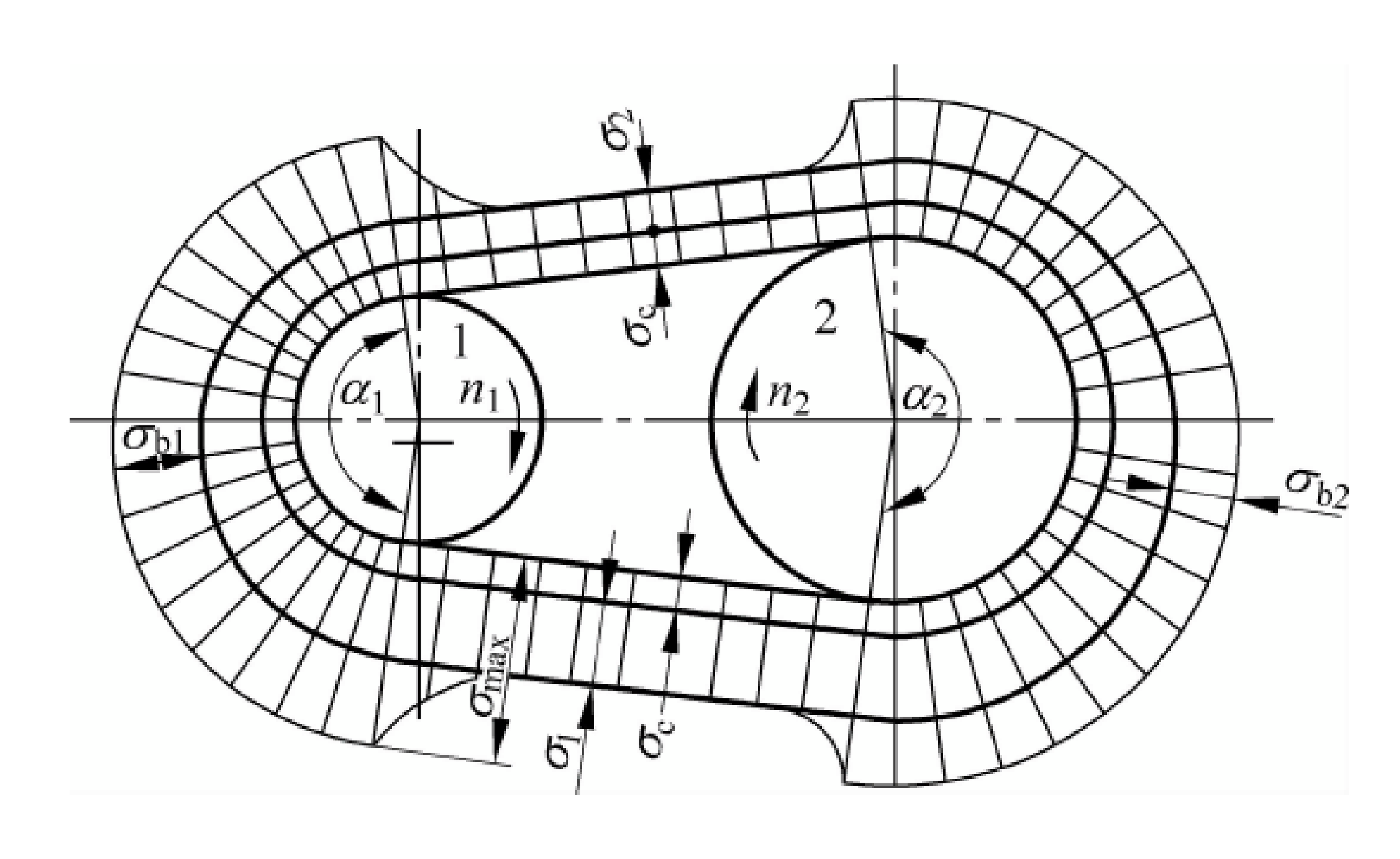


图 5-6　带的应力分布

5.3　普通 V 带和 V 带轮的结构

5.3.1　普通 V 带的结构与尺寸

1. 普通 V 带的结构

标准 V 带都制成无接头的环形带。根据其横切面的结构不同，分为帘布芯结构和绳芯结构，如图 5-7 所示。两种结构均由包布层、伸张层、强力层和压缩层组成。包布层是 V 带的保护层，由胶帆布制成。强力层是由几层胶帘布或一层胶线绳组成，用来承受基本的拉力。强力层芯体材料对 V 带的性能起主要作用，为了提高承载能力，近来已大量使用化纤材料。伸张层和压缩层则填满橡胶，在胶带弯曲时分别承受拉伸和压缩。

常用的 V 带主要类型有：普通 V 带、窄 V 带、宽 V 带、半宽 V 带等，它们的楔角均为 40°。

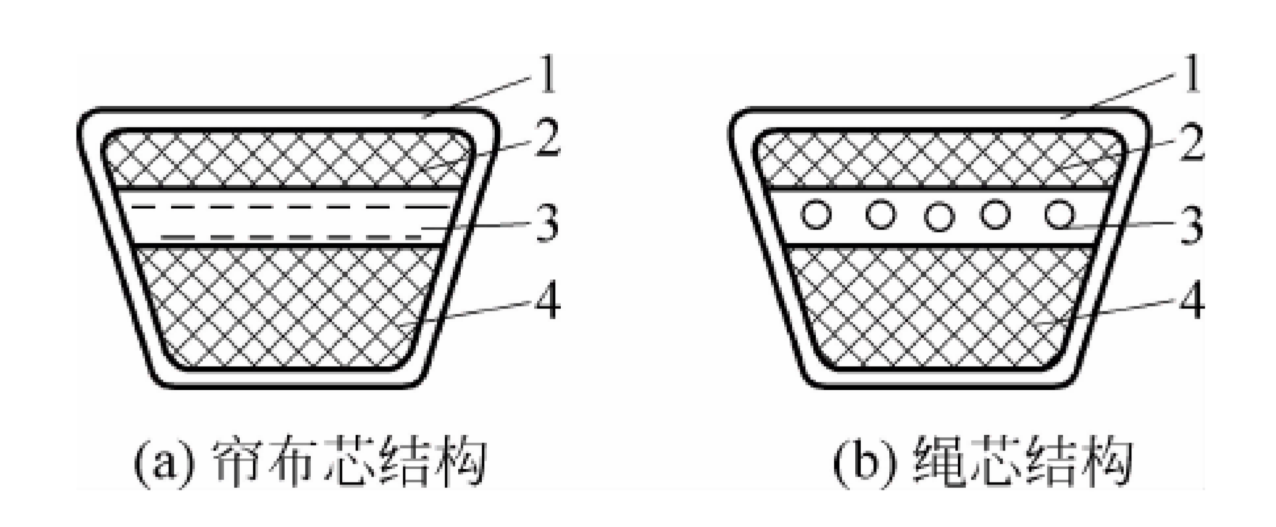


图 5-7　普通 V 带的结构

1—包布；2—顶胶；3—抗拉体；4—底胶

2. 普通 V 带的截面尺寸

普通 V 带是标准件，按截面尺寸分为 Y、Z、A、B、C、D、E 7 种型号，其基本尺寸见表 5-1。由表可知，Y 型 V 带的截面积最小，E 型 V 带的截面积最大。V 带的截面积越大，其传递的功率也越大。当 V 带工作时，V 带绕在带轮上弯曲，外层受拉伸变长，内层受压缩变短，只有在两层之间的中性层的一个中间断面长度保持不变。则这个中性层面称为节面，节面的宽度称为节宽 b_p，见表 5-1 插图。与节宽 b_p 相对应的带轮直径称为基准直径，用 d_d 表示。

表 5-1　普通 V 带的截面尺寸　mm

型号	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
顶宽 b	6	10	13	17	22	32	38
节宽 b_p	5.3	8.5	11	14	19	27	32
高度 h	4	6 8	8 10	11 14	14 18	19	25
楔角 φ	40°						

V 带在规定的张紧力下，位于带轮基准直径上的周线长度称为基准长度 L_d，它用于带传动的几何计算。普通 V 带的基准长度已标准化。

普通 V 带的截面高度 h 与其节宽的比值 h/b_p 称为相对高度，约为 0.7。

普通 V 带的标记由型号、基准长度和基准编号组成。例如，A 型普通 V 带，基准长度为 1400mm，其标记为

A1400　GB/T 11544—1997

带的标记通常压印在外表面上，以便选用识别。

5.3.2　普通 V 带轮的结构

1. 带轮设计的要求

带轮是带传动中的重要零件，应具有足够的强度和刚度，因此对带轮要求结构合理，质量轻，且质量分布均匀；与带接触的轮槽表面有较高的表面粗糙度，以减轻带的磨损。当 5m/s＜v ≤25m/s 时，带轮要进行静平衡；当 v＞25m/s 时，带轮要进行动平衡。

2. 带轮材料

带轮材料常用铸铁、钢、铝合金或工程塑料等，其中灰铸铁应用最广。当带速 v ≤25m/s 时常用 HT150；当带速 v=25～30m/s 时，则宜采用 HT200；当 v=25～45m/s 时，应采用铸钢、锻钢、球墨铸铁，也可用钢板冲压-焊接带轮；当低速转动 v＜15m/s 和小功率传动时，

常用铸铝或工程塑料。

3. 带轮的结构

带轮一般由轮缘、轮毂及轮辐 3 部分组成。带轮槽角 ϕ 规定为 32°、34°、36°、38°，而 V 带楔角 φ 为 40°角度。这是考虑到带在带轮上弯曲时，其截面形状的变化使楔角减小，从而使带和带轮槽面接触良好。

根据轮辐结构的不同，V 带轮有 4 种典型结构，如图 5-8 所示。通常根据带轮基准直径 d_d 选用。

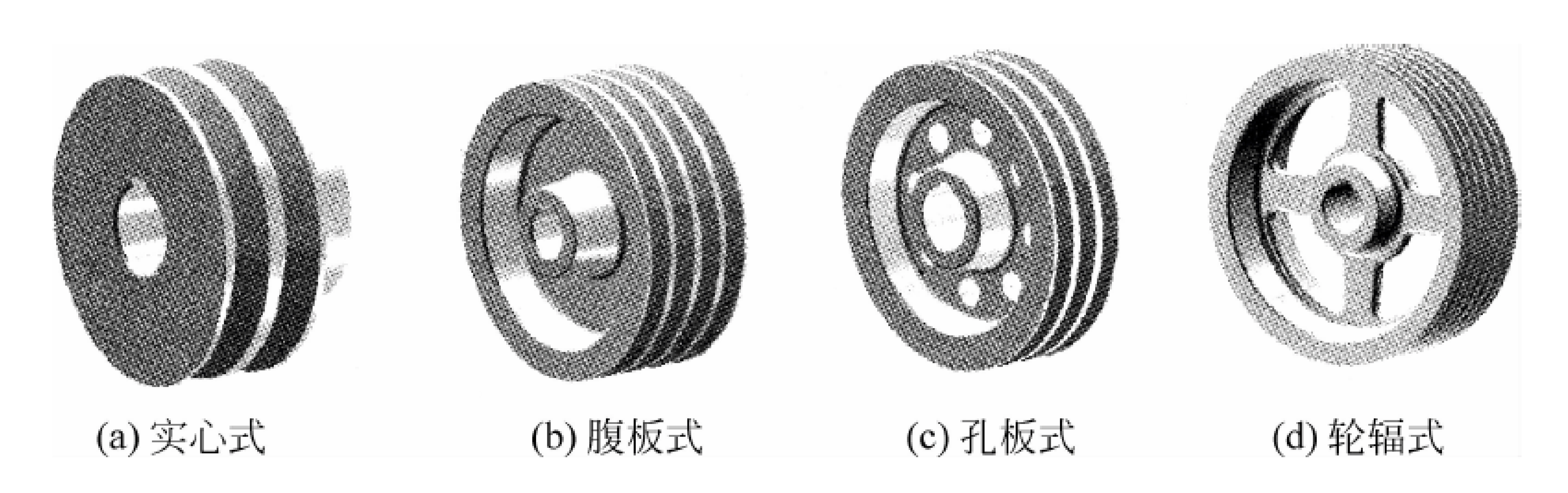


图 5-8　V 带轮的常用结构

5.4　带传动的张紧和维护

5.4.1　带传动的张紧

带传动中，由于带长期受拉力的作用，会伸长并产生永久变形，带由张紧变为松弛，结果使张紧力减小，传动能力下降。为保证带传动能正常工作，带的张紧方法有两种，即调整中心距和使用张紧轮。

1. 调整中心距

调整中心距的张紧装置有带的定期张紧和带的自动张紧两种。带的定期张紧装置一般利用调整螺钉来调整两轴线间的距离。如图 5-9(a)所示，将装有带轮的电动机固定在滑座上，旋转调整螺钉 1 使滑座沿滑槽移动，将电动机推到所需位置，使带达到预期的张紧程度，然后固定。这种张紧方式适用于水平传动或接近水平的传动。图 5-9(b)所示为垂直或接

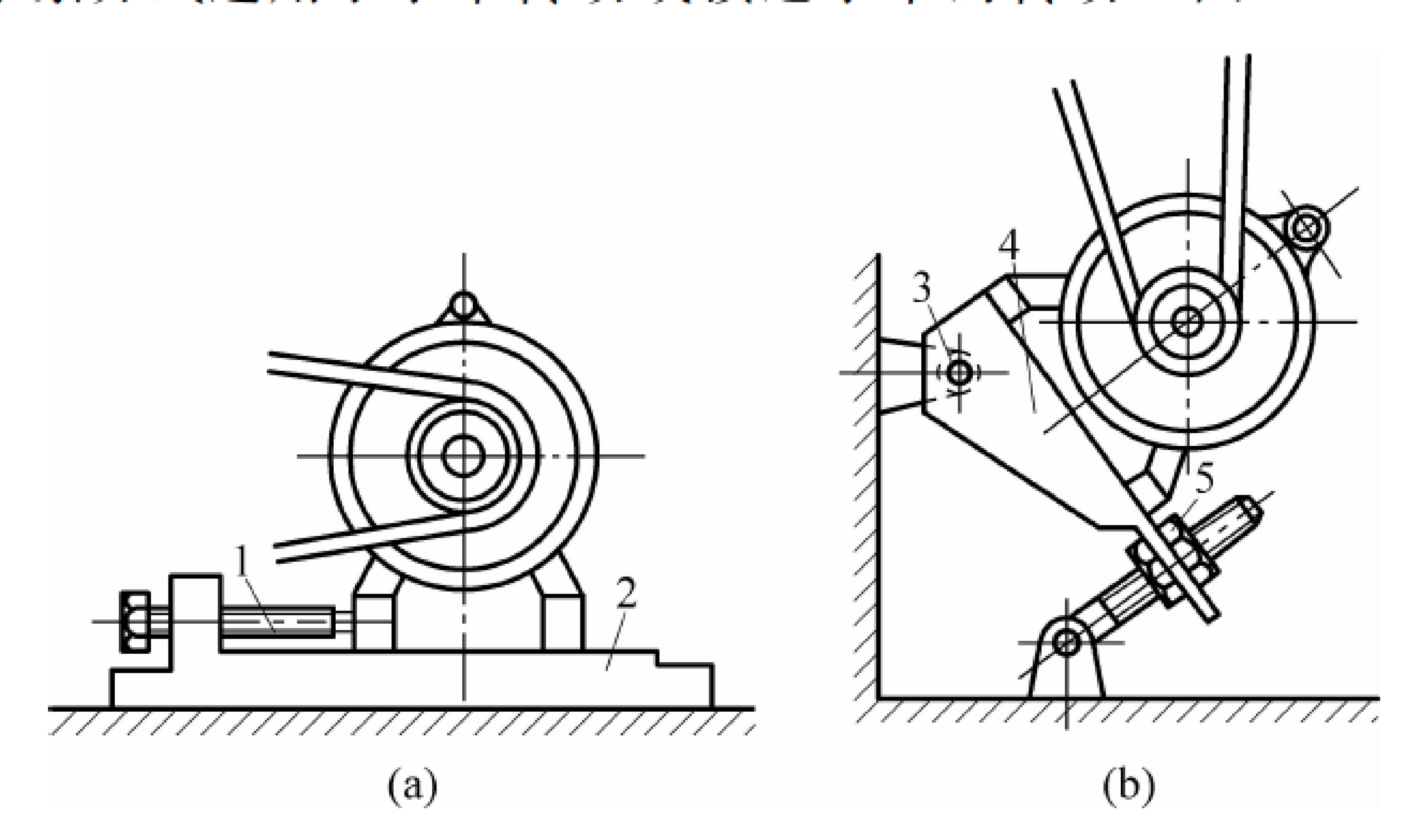


图 5-9　带的定期张紧装置

1—调整螺钉；2—滑座；3—支座；4—托架；5—调整螺母

近垂直传动采用的定期张紧方式。装有带轮的电动机安装在可以摆动的托架上，旋转调整螺母使托架绕固定轴摆动，达到调整中心距使带张紧的要求。

如图 5-10 所示，将装有带轮的电动机固定在浮动的摆架上，利用电动机及摆架的自重，使带轮随同电动机绕固定轴摆动，自动保持张紧力。这种方式多用在小功率的传动中。

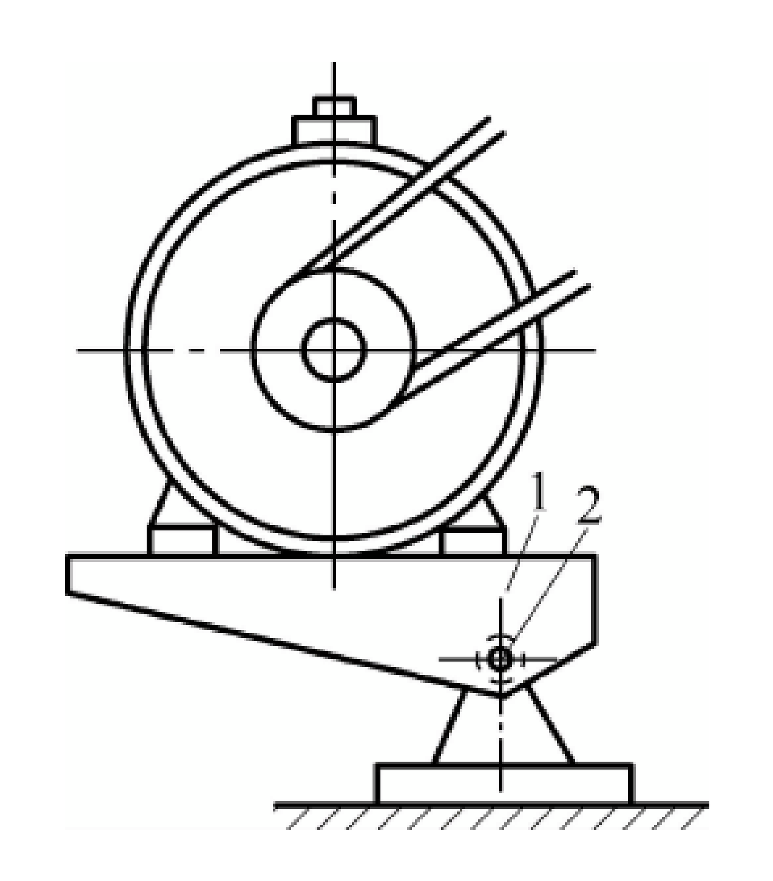


图 5-10 带的重力自动张紧装置
1—摆架；2—固定轴

2. 使用张紧轮

张紧轮是为改变带轮的包角或控制带的张紧力而压在带上的随动轮。当带的中心距不能调整时，可使用张紧轮张紧装置。

图 5-11 所示为平带传动时采用的张紧轮装置，它是利用平衡重锤使张紧轮张紧平带的。平带传动时，张紧轮应安放在平带松边的外侧，并要靠近小带轮处，这样可以增大小带轮上的包角，提高平带传动的能力。

图 5-12 所示为 V 带传动时采用的张紧轮装置。V 带传动中使用的张紧轮应安放在 V 带松边的内侧；若张紧轮放在外侧，带在传动时受双向弯曲而影响使用寿命。放在带的内侧时，传动时只受单方向的弯曲，但会引起小带轮上包角的减小，影响带的传动能力。因此，应使张紧轮靠近大带轮处，这样可使小带轮上包角不致减小太多。

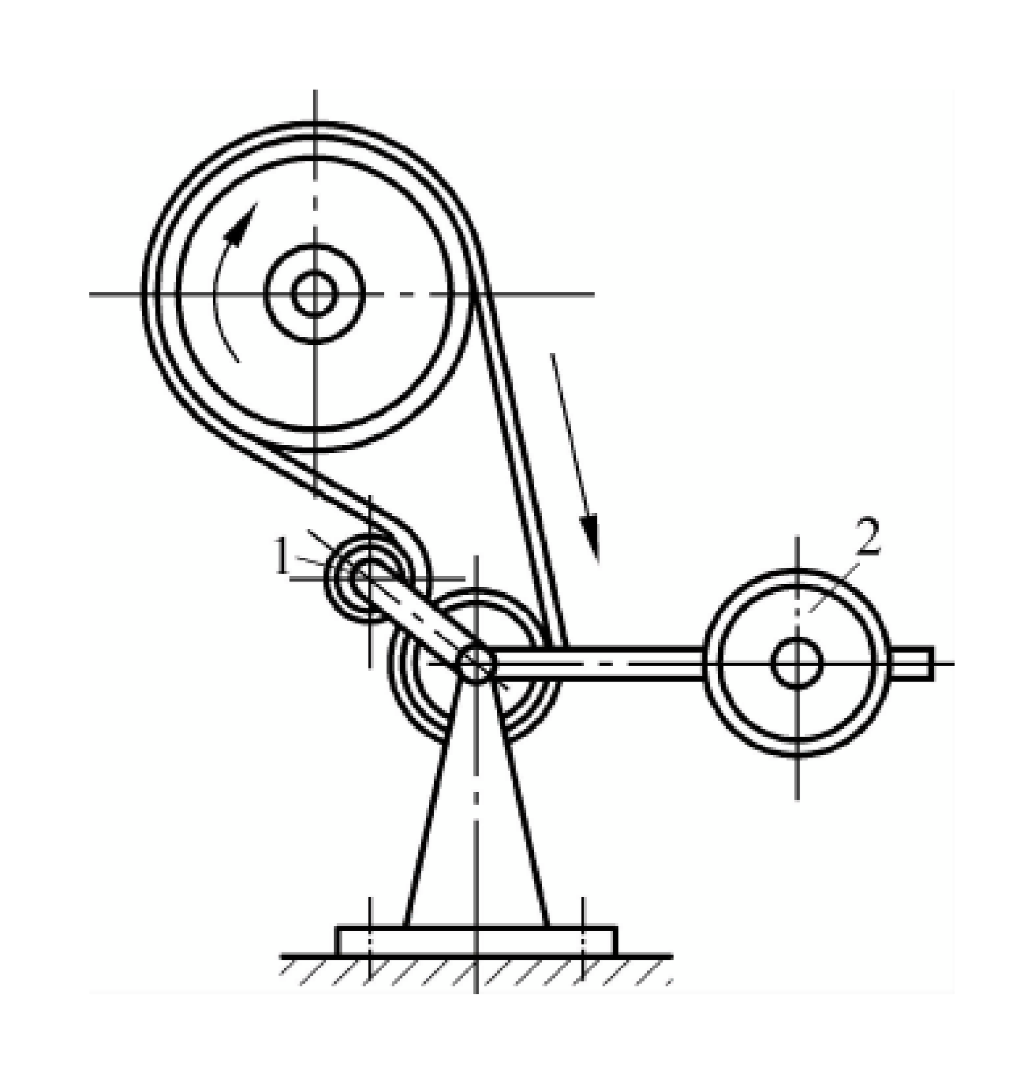


图 5-11 平带传动的张紧轮装置
1—张紧轮；2—平衡重锤

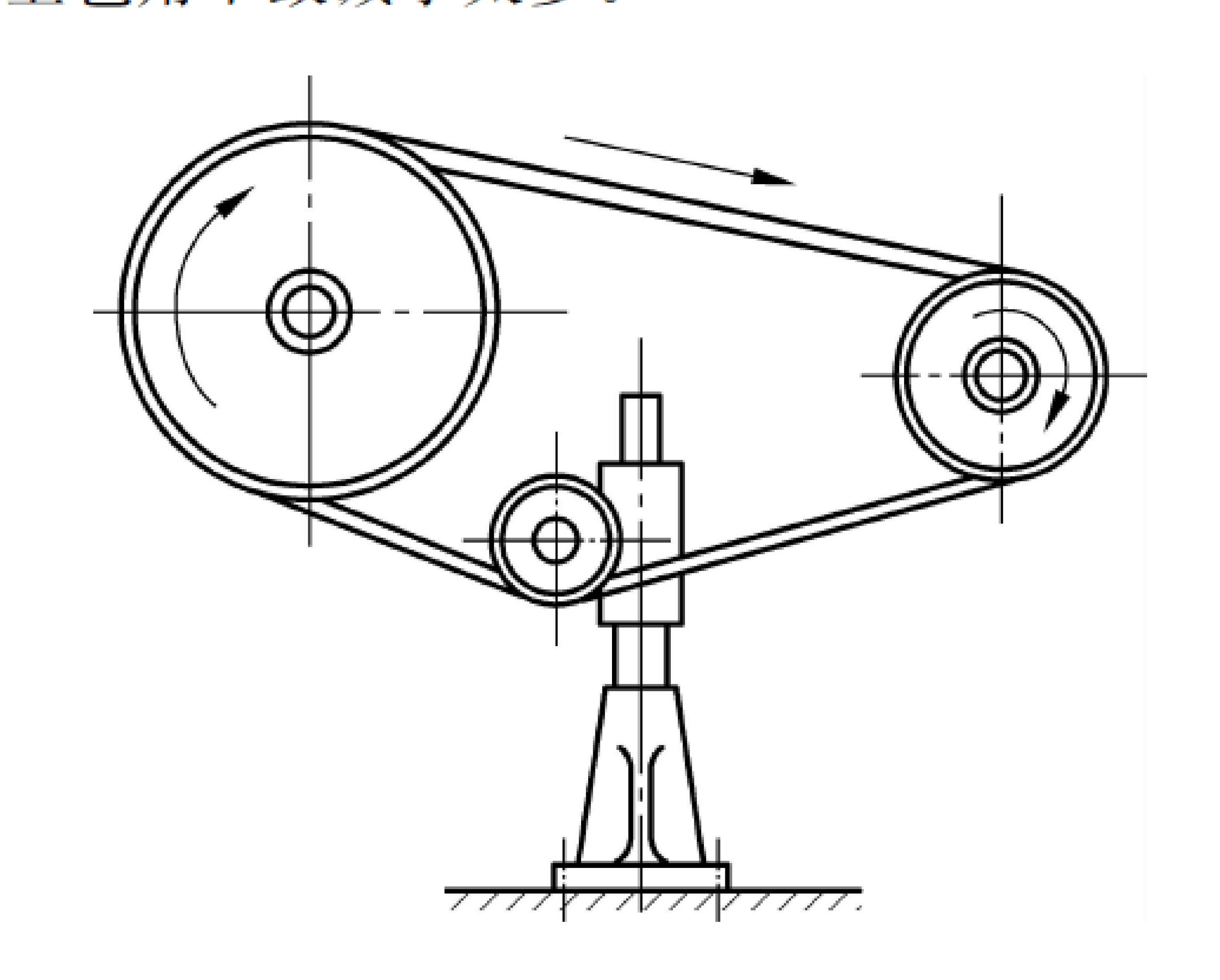


图 5-12 V 带传动的张紧轮装置

5.4.2 带传动的维护

(1) 安装时，两带轮的轴线应平行，两轮轮槽对称平面应重合，否则将加剧带侧面的磨损，甚至使带从带轮上脱落。

(2) 安装 V 带时，应检查 V 带的型号和长度是否正确，张紧程度要适当，不宜过松或过紧。

(3) 带传动装置应加防护罩，这样既保证安全，又可防止油、酸、碱等腐蚀传动带。

(4) 定期检查 V 带，如发现有的 V 带出现过度松弛或疲劳破坏，应及时更换全部 V 带。

(5) 装拆时不能硬撬，应先缩小中心距，然后再装拆胶带。

5.5　链传动

5.5.1　链传动的类型、特点与应用

链传动是由主动链轮 1、从动链轮 2 和绕在两链轮上的链条 3 组成，如图 5-13 所示。链传动是靠链节与链齿的不断啮合来传递运动和动力的。

与摩擦带传动相比，链传动的主要优点是：

(1) 平均传动比准确，无相对滑动，工作可靠；

(2) 传动效率高；

(3) 工作情况相同时，结构更为紧凑；

(4) 链轮轴所受压力较小；

(5) 能在高温、低速、多尘、油污及有腐蚀性介质等恶劣条件下工作。

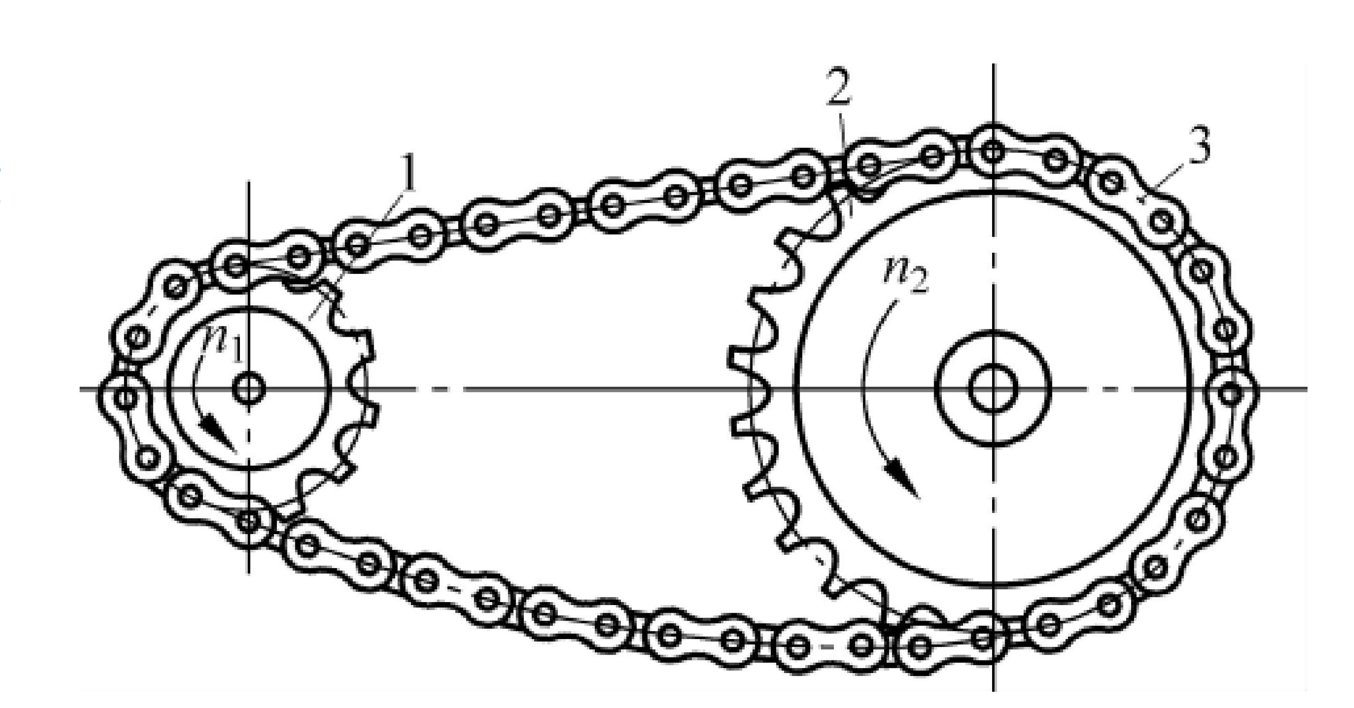


图 5-13　链传动简图

1—主动链轮；2—从动链轮；3—闭合链条

链传动的主要缺点是：

(1) 瞬时传动比不恒定，传动平稳性差，工作时不可避免地产生振动、冲击和噪声；

(2) 磨损后易发生跳齿和脱链现象，影响正常工作；

(3) 不适合载荷变化大和急速反转的场合。

通常链传动传递功率 $P \leqslant 100$kW，传动比 $i \leqslant 8$，链速 $v \leqslant 15$m/s，效率为 95%～98%。

按用途不同，链条可分为传动链、起重链和输送链，一般机械中常用传动链。传动链按其结构不同，有套筒滚子链(见图 5-14)和齿形链(见图 5-15)两种。齿形链运转较平稳，噪声小，但质量大，成本高，一般用于高速传动，链速可达 40m/s。

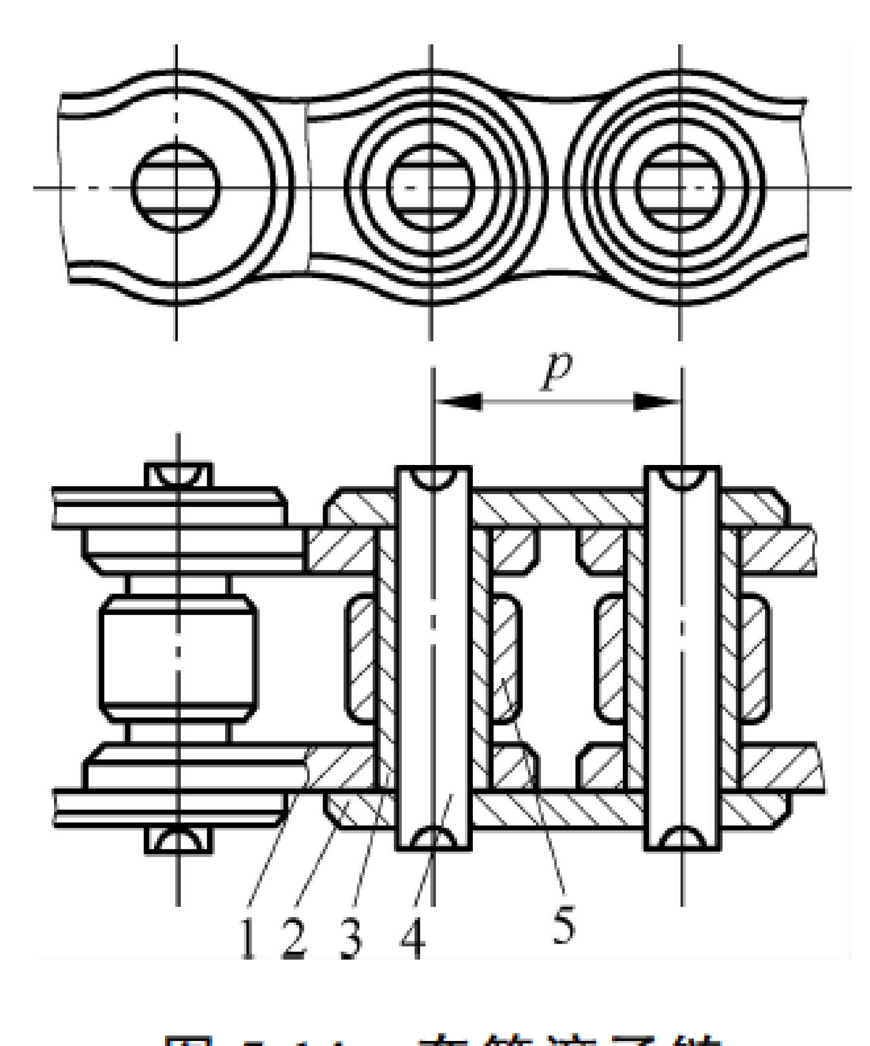


图 5-14　套筒滚子链

1—内链板；2—外链板；3—套筒；4—销轴；5—滚子

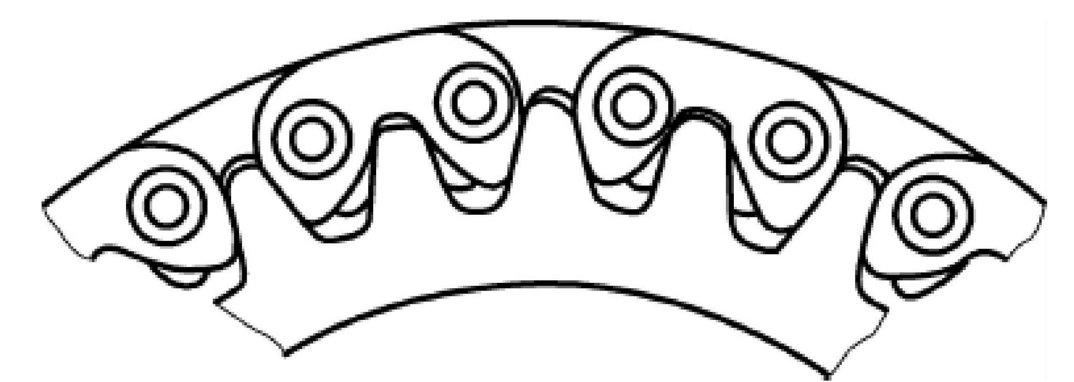


图 5-15　齿形链

5.5.2　滚子链与链轮

1. 滚子链结构

如图 5-14 所示，滚子链由内链板 1、外链板 2、套筒 3、销轴 4 和滚子 5 组成。内链板与套筒、外链板与销轴间均为过盈配合；套筒与销轴、滚子与套筒间均为间隙配合。内、外链

板交错连接而构成铰链。链板按等强度要求制成∞形，链条各零件材料为碳素钢或合金钢，并经热处理以提高其强度和耐磨性。链条相邻两销轴中心间的距离称为节距，用 p 表示。

链条在使用时封闭为环形，当链节数为偶数时，正好内链板与外链板相接，可用开口销或弹簧卡固定销轴，如图 5-16(a)、(b)所示；若链节数为奇数，则需采用过渡链节，如图 5-16(c)所示。由于过渡链板要受附加的弯矩作用，一般应避免使用。

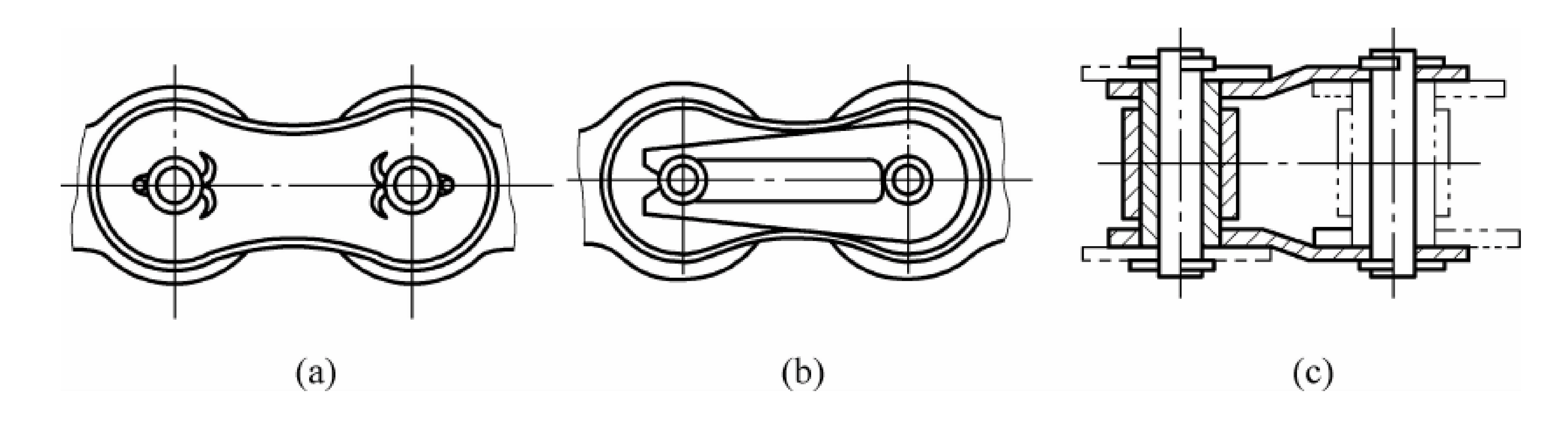


图 5-16 滚子链的接头形式

滚子链有单排链和多排链(图 5-17 所示为双排链)。多排链用于传递较大功率，但排数过多时各排受载难以均匀，因此，一般不超过 4 排。

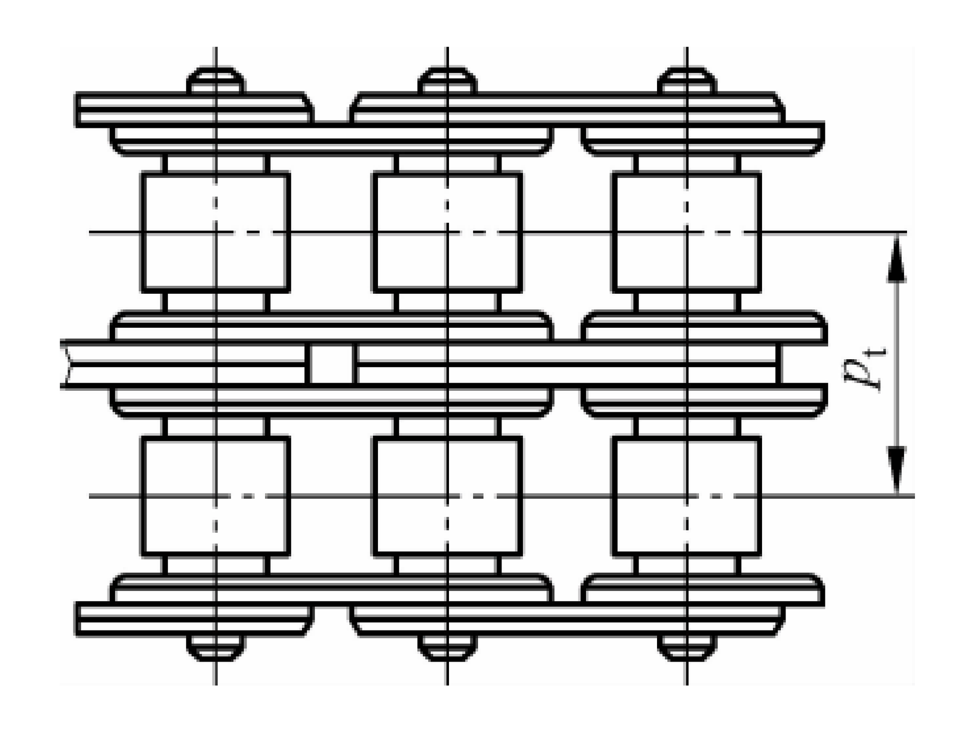


图 5-17 双排滚子链

2. 滚子链的标准

我国目前使用的滚子链的标准为 GB/T 1243—2006，分 A、B 两个系列，常用的是 A 系列，其主要参数见表 5-2。国际上节距均采用英制单位，我国标准中规定链节距采用米制单位，表中链号数乘以 25.4/16mm 所得的数值即为节距值(mm)。

滚子链的标记方法为

链号—排数—链节数 标准编号

例如，A 系列滚子链，节距为 31.75mm，双排，链节数为 125，标记为

20A —2—125 GB/T 1243—2006

表 5-2 A 系列滚子链的基本参数和尺寸

链号	节距 p/mm	排距 p_t/mm	滚子外径 p_r'/mm	内链节内宽 b_1/mm	销轴直径 d_2/mm	内链板高度 h_2/mm	极限拉伸载荷(单排) F_Q/N	每米质量(单排) q/(kg/m)
08A	12.7	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13 800	0.60
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21 800	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31 100	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55 600	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86 700	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124 600	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169 000	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222 400	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.84	60.33	347 000	16.10
48A	76.20	87.83	47.63	47.35	23.80	72.39	500 400	22.60

注：① 多排链极限拉伸载荷按表列数值乘以排数计算；

② 使用过渡链节时，其极限拉伸载荷按表列数值的 80%计算。

3. 链轮

链轮轮齿的齿形应便于链条顺利地进入和退出啮合，使其不易脱链，且应形状简单，便于加工。国家标准 GB/T 1243—2006 规定了滚子链链轮端面齿形。齿形有两种形式：二圆弧齿形（见图 5-18(b)）和三圆弧一直线齿形（见图 5-18(c)）。常用的为三圆弧一直线齿形，它由圆弧 $\overset{\frown}{aa}$、$\overset{\frown}{ab}$、$\overset{\frown}{cd}$和直线 $\overline{bc}$组成。$abcd$ 为齿廓工作段，它具有较好的啮合性能并便于加工。链轮的主要尺寸的计算可参阅有关资料，以确定最大、最小齿槽形状，链轮的实际端面齿形只要在最大、最小范围内都可用。

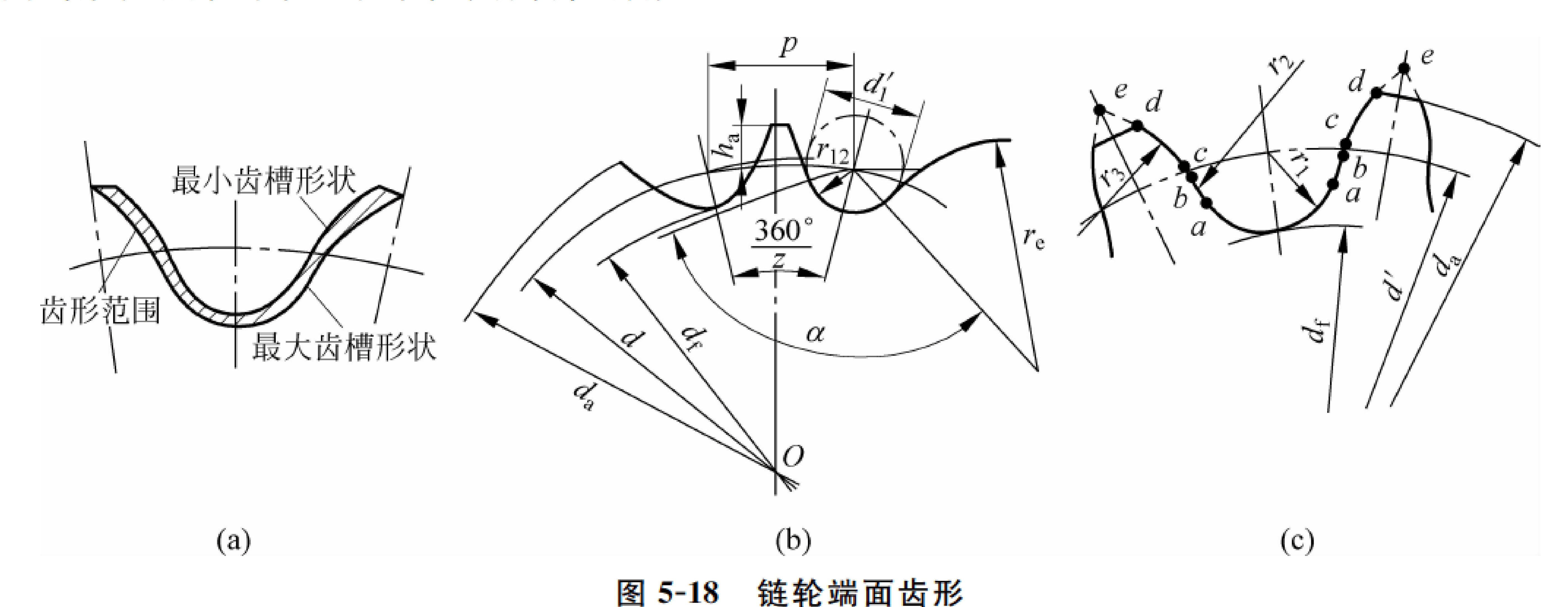


图 5-18　链轮端面齿形

链轮的结构见图 5-19。小直径的链轮制成实心式（见图 5-19(a)），中等直径的链轮制成孔板式（见图 5-19(b)），大直径的链轮采用螺栓连接（见图 5-19(c)），或制成组合式，将齿圈焊接到轮毂上（见图 5-19(d)）。

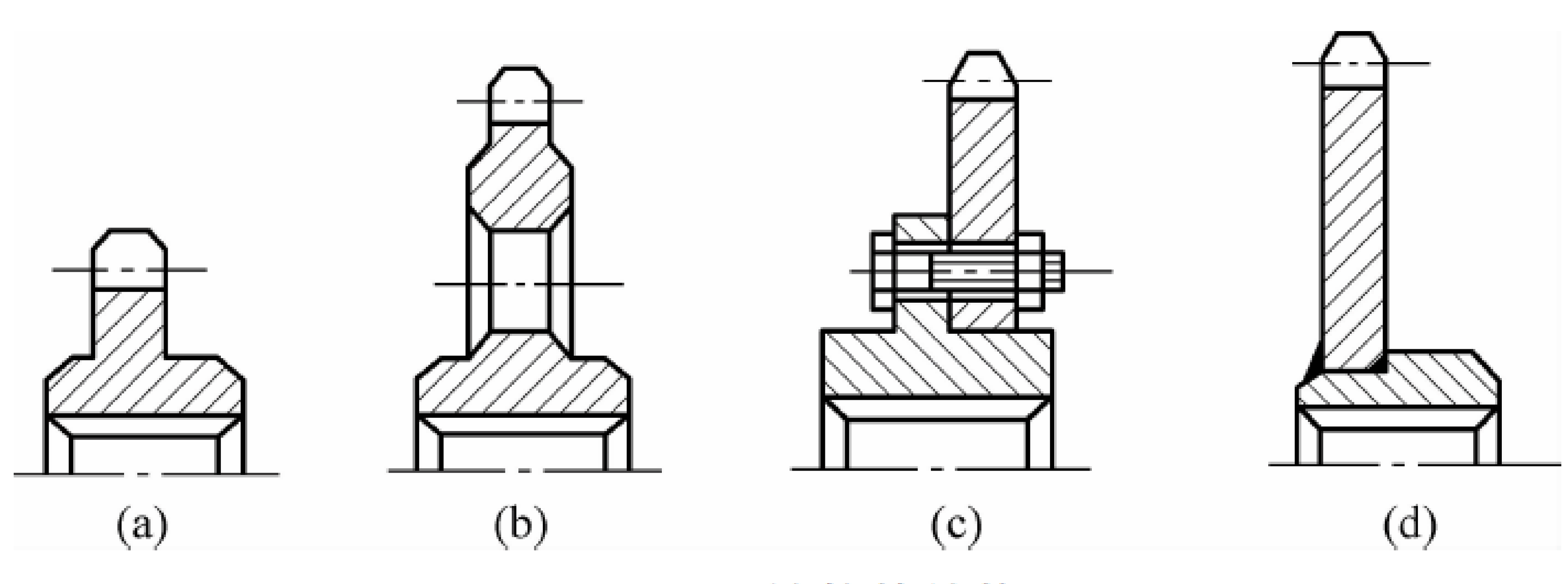


图 5-19　链轮的结构

链轮轮齿应有足够的接触强度和耐磨性，常用材料为中碳钢（35、45 钢），不重要场合则用 Q235A、Q275A 钢，高速重载时采用合金钢，低速时大链轮可采用铸铁。由于小链轮的啮合次数多，小链轮的材料应优于大链轮，并应进行热处理。

5.5.3　链传动的张紧、布置和润滑

1. 链传动的张紧

链传动需适当张紧，以免垂度过大而引起啮合不良。一般情况下，链传动设计成中心距可调整的形式，通过调整中心距来张紧链轮。也可去掉 1～2 个链节或采用张紧轮张紧。张紧轮应设在松边靠近小链轮处。常用张紧方法见图 5-20。

2. 链传动的布置

链传动的布置对传动的工作状况和使用寿命有较大影响。通常情况下，链传动的两轴

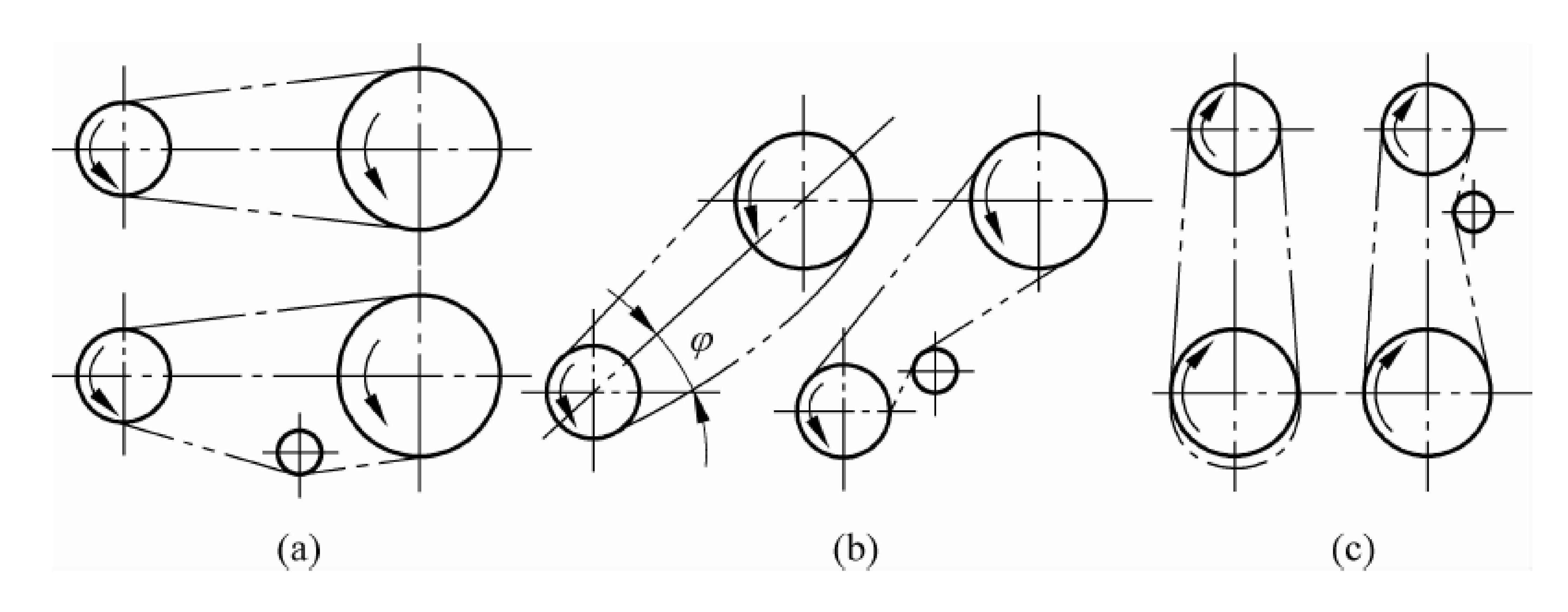


图 5-20 链传动的张紧

线应平行布置，两链轮的回转平面应在同一平面内，否则易引起脱链和不正常磨损。链条应使紧边在上，松边在下，以免松边垂度过大时链与轮齿相干涉或紧、松边相碰。如果两链轮中心的连线不能布置在水平平面上，其与水平面的夹角 φ 应小于 45°。应尽量避免中心线垂直布置，以防止下链啮合不良。

3. 链传动的润滑

链传动的润滑是影响传动工作能力和寿命的重要因素之一，润滑良好可减少铰链磨损。具体的润滑装置如图 5-21 所示。润滑油应加于松边，以便润滑油渗入各运动接触面。润滑油一般可采用 L—AN32 油、L—AN46 油、L—AN68 油。

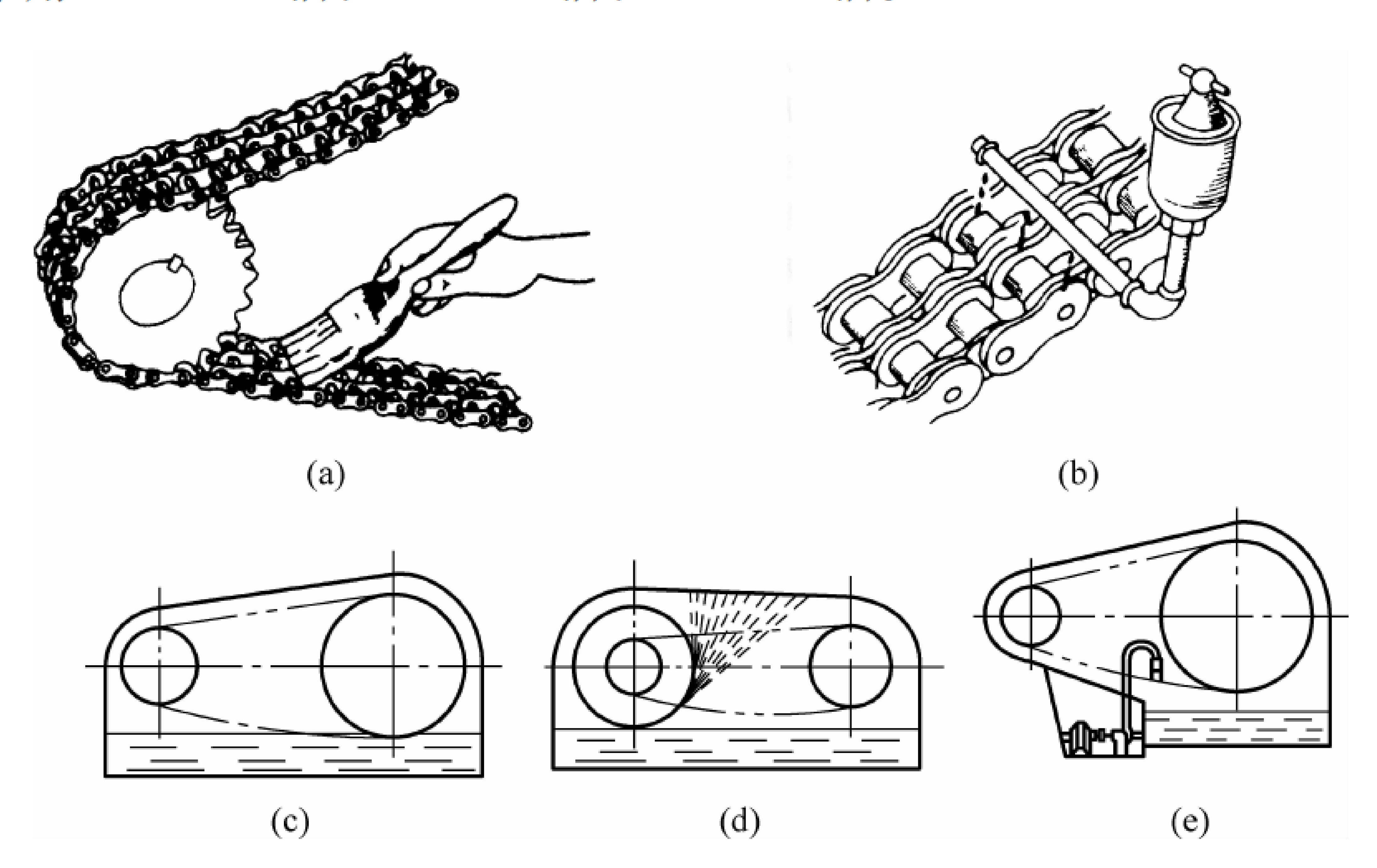


图 5-21 链传动的润滑装置

思考题

1. 带传动的主要类型有哪些？试分析摩擦带传动的工作原理。
2. 带传动工作时，带截面上产生哪些应力？应力沿带全长是如何分布的？最大应力在何处？
3. 带传动中的弹性滑动和打滑有什么区别？为什么说弹性滑动是不可避免的？
4. 各型 V 带的楔角均为 40°，但 V 带轮的槽角却有 32°、34°、36°、38° 4 种，而且 V 带轮

的直径越小，规定使用的槽角也越小，这是为什么？

5. 解释：

(1) 滚子链节距；

(2) 滚子链 08A—2—90　GB/T 1243—2006。

6. 链传动是由________、________和________组成，通过链轮轮齿与链条的________来传递________和________。

7. 链条在连接时，其链节数最好取________(奇数、偶数)。

8. 试分析说明链的节数与排数对链传动的影响。

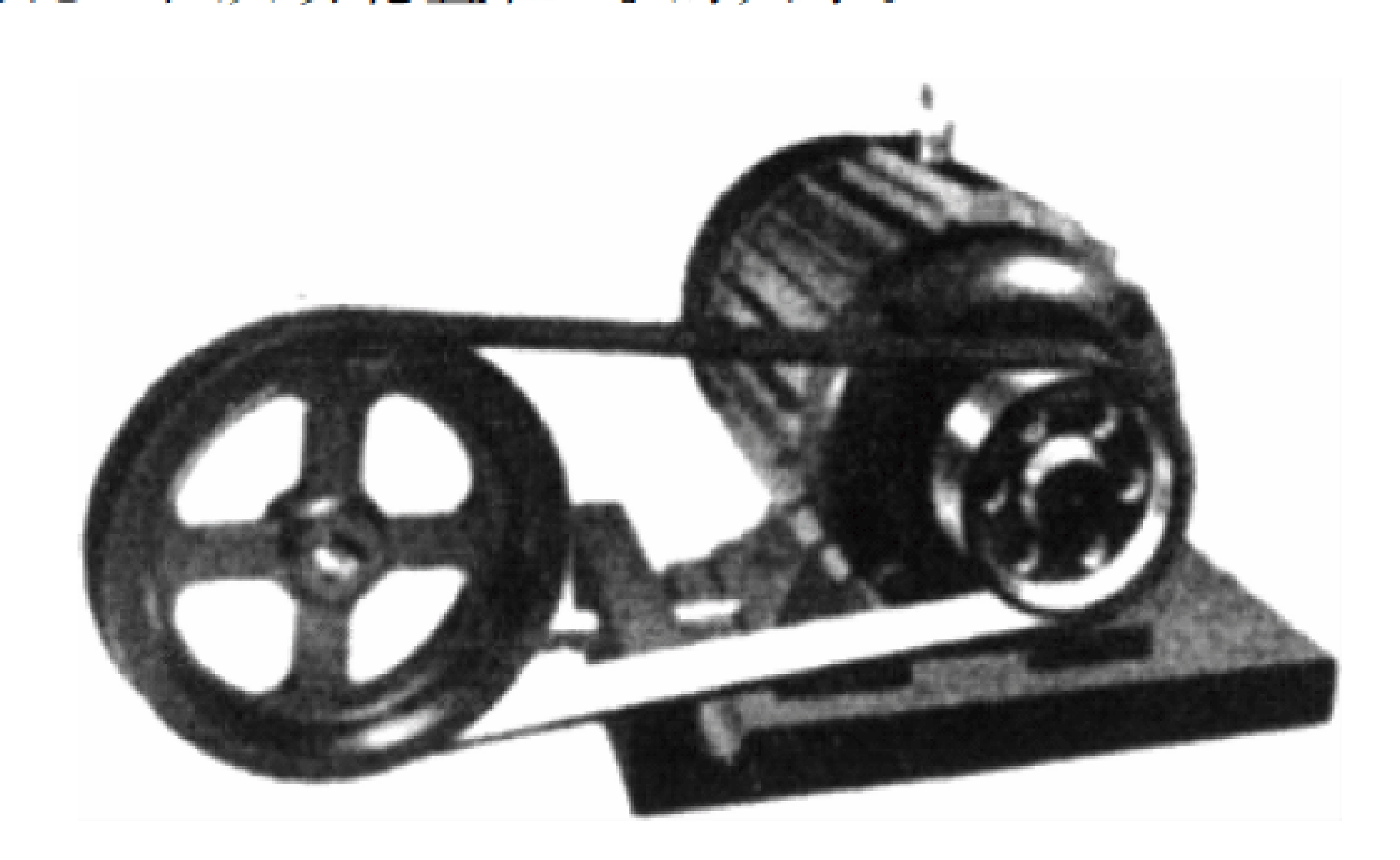
9. 如题 9 图所示，请看图回答下列问题：

(1) 带的截面形状是________，属________传动。

(2) 带的工作表面是________。

(3) 根据带传动的布置情况，两带轮轴线________，转向________。

(4) 若电动机的转速 $n_1=1450\text{r/min}$，主动带轮直径 $d_1=80\text{mm}$，要求从动轮转速 n_2 为 290r/min，请计算传动比 i 和从动轮直径 d_2 的大小。



题 9 图

第 6 章

螺纹连接和螺旋传动

导读

螺纹零件常用于螺纹连接和螺旋传动。螺纹连接要求连接可靠，具有足够的连接强度、刚度和自锁性。螺旋传动除应满足强度要求外，还应具有较高的传动精度和传动效率，要求耐磨性好，寿命长。本章介绍了常用螺纹的种类、应用场合，以及螺旋传动的运动规律。通过本章的学习，要求能正确选用螺纹，正确分析和应用螺旋传动。

6.1 螺纹连接

6.1.1 螺纹的类型与特点

螺纹的形成：将一个底边为 πd_2 的直角三角形围绕在一个直径为d_2 的圆柱体表面上，并使底边与圆柱体端面圆周重合，斜边在圆柱表面上就形成了一条螺旋线，即是螺纹的基准线，如图 6-1 所示。

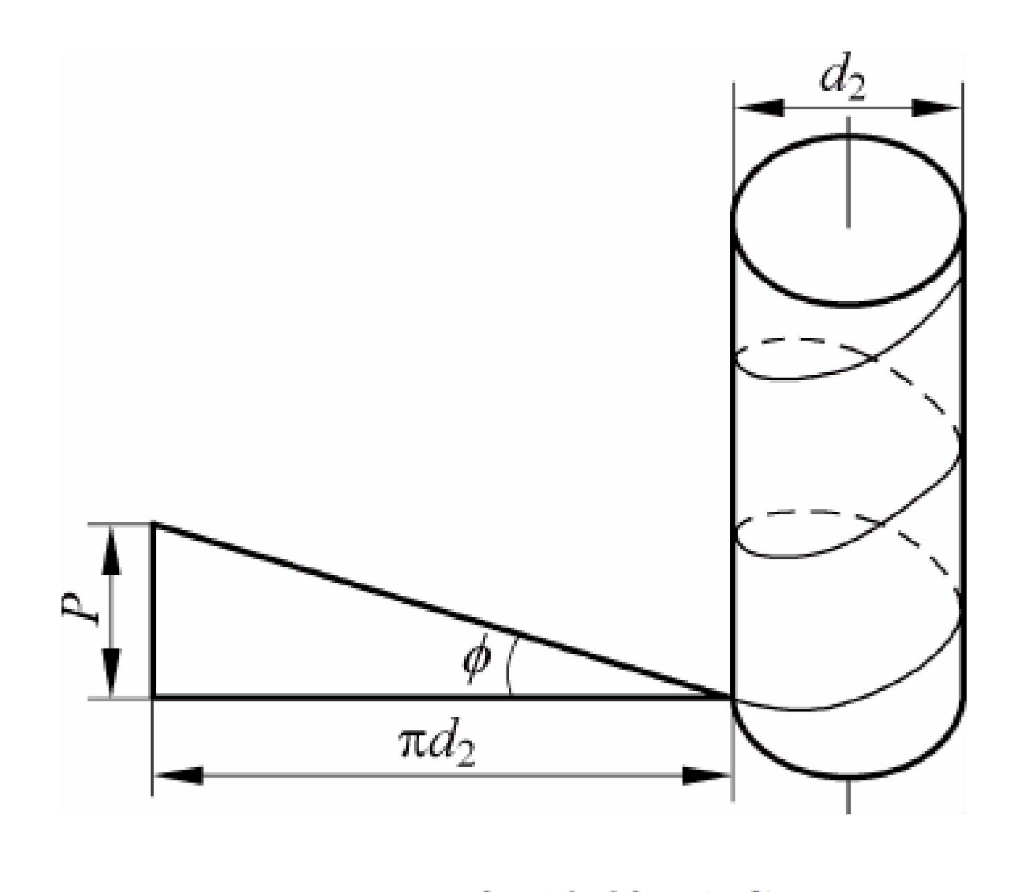


图 6-1　螺纹的形成

如果沿着螺旋线加工形成具有相同剖面的连续凸起和沟槽，即在圆柱表面上形成了一定形状的螺纹。在圆柱外表面上形成的螺纹叫外螺纹，在圆柱内表面上形成的螺纹叫内螺纹。内、外螺纹共同组成螺旋副使用。

按螺纹所起的作用不同，分为连接螺纹和传动螺纹。

根据螺纹的螺旋线绕行方向不同，螺纹可分为右旋螺纹和左旋螺纹。顺时针方向旋转时旋入的称为右旋螺纹，逆时针方向旋转时旋入的称为左旋螺纹。常用的是右旋螺纹，左旋螺纹只用于有特殊要求的场合。

根据螺纹的螺旋线的数目，还可将螺纹分为单头螺纹和多头螺纹。单头螺纹主要用于连接，多头螺纹主要用于传动。

根据螺纹剖面形状及螺纹的牙型不同，可将螺纹分为三角形、矩形、梯形和锯齿形螺纹等。其中三角形螺纹有普通螺纹和管螺纹两种，常用螺纹的特点及应用如下(见图 6-2)。

(1) 普通螺纹

牙型角 60°，螺纹大径为公称直径，以 mm 为单位。同一公称直径按螺距的大小分为粗牙和细牙。粗牙螺纹用于一般连接，细牙螺纹常用于细小零件和薄壁件，也可用于微调机构。细牙螺纹的自锁性更好。

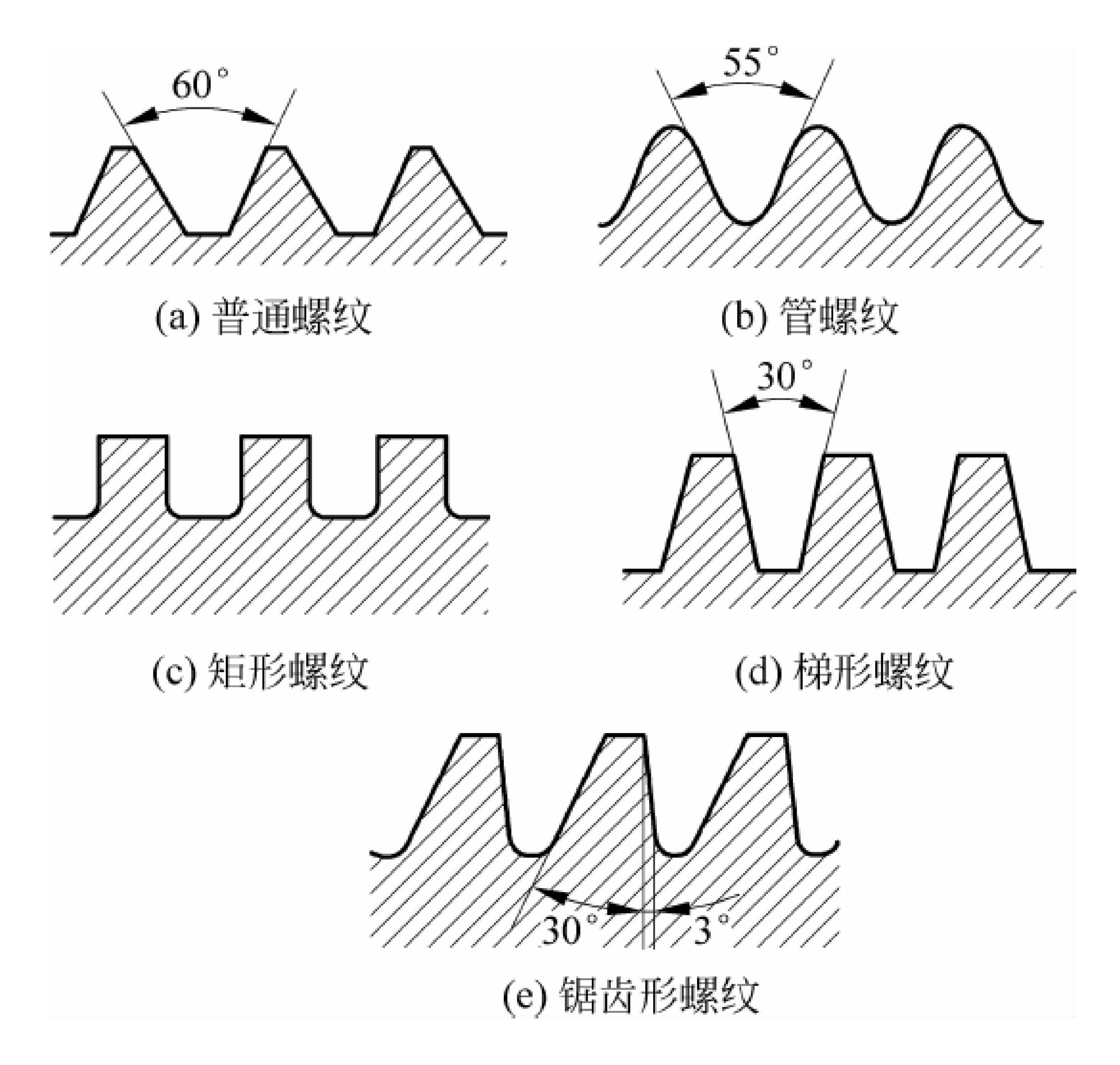


图 6-2　常用螺纹的特点

(2) 管螺纹

牙型角 55°，公称直径近似为管子的内径，以英寸为单位。牙顶有较大的圆角，内、外螺纹旋合后无径向间隙。密封性好，常用于 1.5MPa 以下的管路连接。管螺纹分为螺纹密封管螺纹和非螺纹密封管螺纹两种。

(3) 矩形螺纹

牙型为正方形，牙厚为螺距的一半，传动效率高，但精确制造困难，牙根强度差，磨损后无法补偿间隙，定心精度差，一般很少采用。

(4) 梯形螺纹

牙型角 30°，牙根强度高，对中性好，不易松动，采用剖分螺母可以调整和消除间隙，传动效率较高，广泛应用于螺旋传动。

(5) 锯齿形螺纹

工作面的牙侧角为 3°，非工作面的牙侧角为 30°，外螺纹的牙根处有相当大的圆角，减小了应力集中，提高了强度，传动效率较梯形螺纹高，常用于单向受力的螺旋传动机构。

6.1.2　螺纹的主要参数

普通三角形螺纹的形状如图 6-3 所示，其主要参数如下所述。

(1) 大径 d

d 是与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相重合的假想圆柱面的直径。一般定为螺纹的公称直径。

(2) 小径 d_1

d_1 是与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相重合的假想圆柱面的直径，是强度计算用直径。

(3) 中径 d_2

d_2 是指一个假想圆柱面的直径，该圆柱的母线通过牙型上沟槽和凸起宽度相等的地方，近似等于螺纹的平均直径。

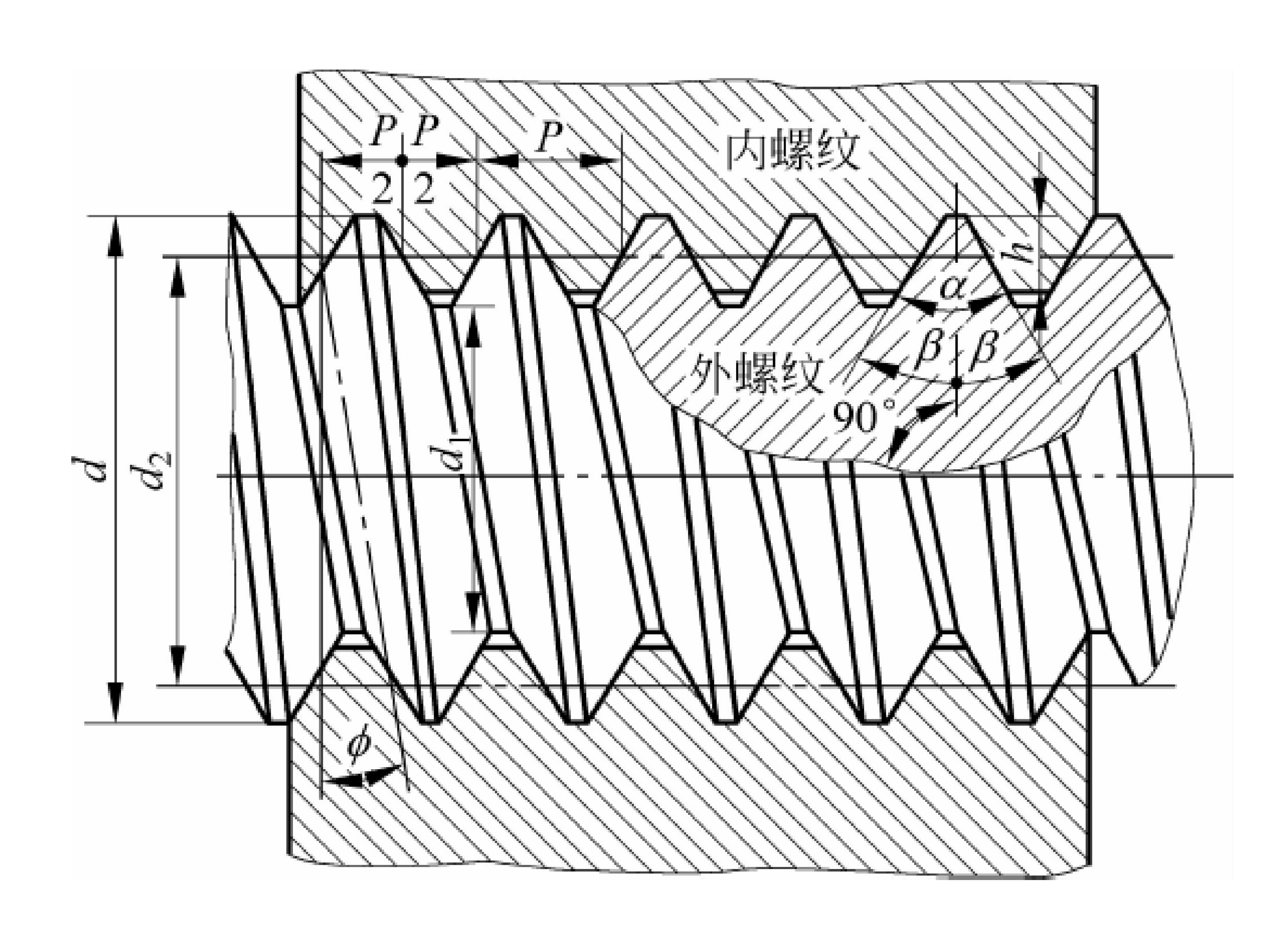


图 6-3　普通三角形螺纹的形状

(4) 螺距 P

P 是指相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。

(5) 导程 P_h

P_h 指同一条螺旋线上的相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。导程与螺距的关系为

$$P_h = ZP$$

式中：P_h——导程，mm；

Z——螺纹头数；

P——螺距，mm。

(6) 螺纹升角 ϕ

ϕ 是指在中径圆柱上，螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面的夹角，其计算式为

$$\tan\phi = \frac{P_h}{\pi d_2}$$

(7) 牙型角 α

α 是指在螺纹牙型上，两相邻牙侧间的夹角。牙型半角 $\alpha/2$，是指牙型角的一半。

牙侧角 β 是指在螺纹牙型上，牙侧与螺纹轴线的垂线间的夹角。

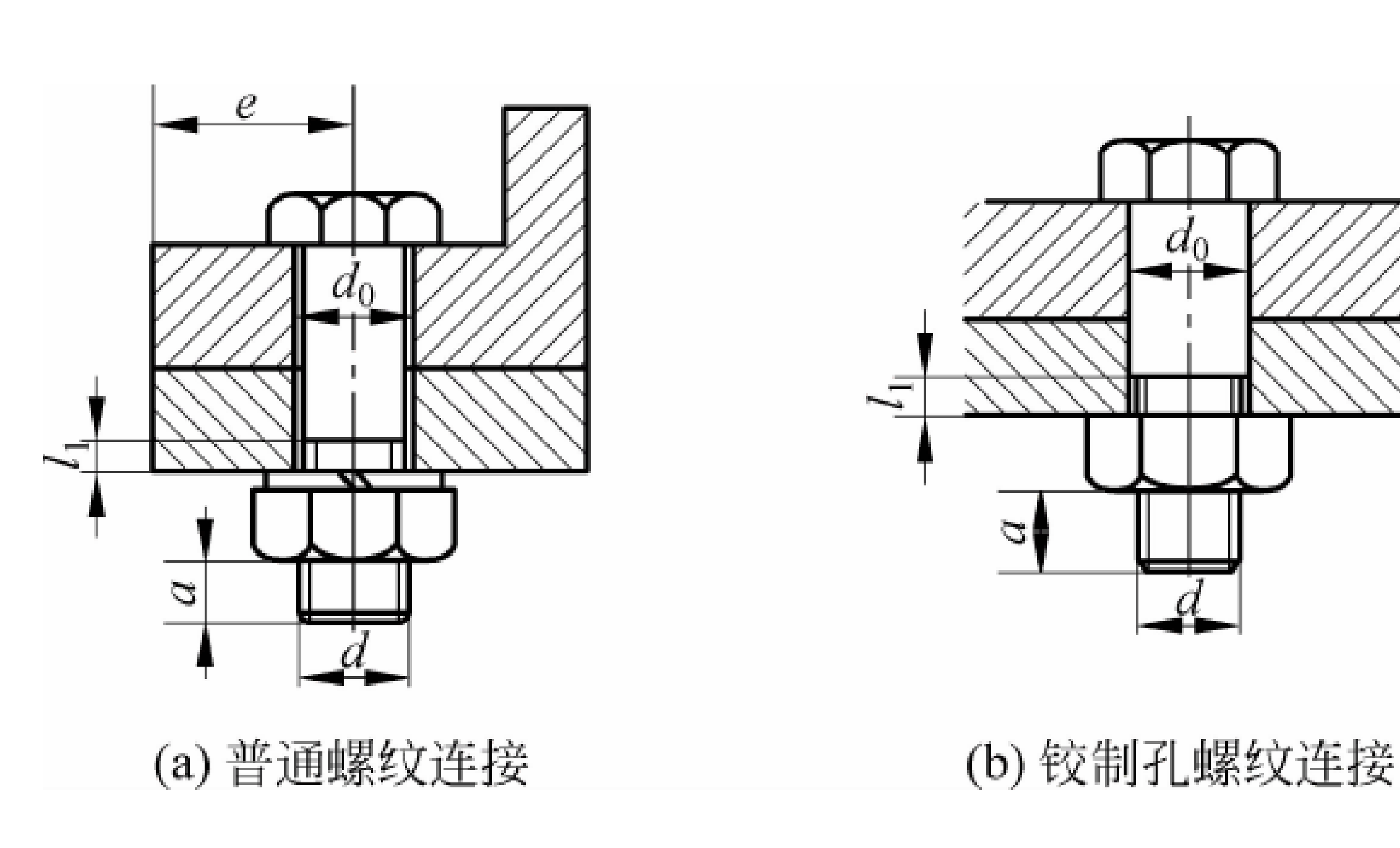
6.1.3　螺纹连接的主要类型及应用

1. 螺栓连接

螺栓连接分普通螺栓连接和铰制孔螺栓连接两种，如图 6-4 所示。这种连接结构简单，装拆方便，应用广泛，通常用于被连接件不太厚和便于加工通孔的场合。普通螺栓连接(图 6-4(a))的螺栓杆与被连接件的孔之间存在间隙。铰制孔螺栓连接(图 6-4(b))的螺栓杆与被连接件的孔采用基孔制过渡配合，能传递更大的转矩，但铰制孔加工工艺较复杂，成本较高。

2. 双头螺柱连接

如图 6-5 所示，双头螺柱连接多用于被连接件较厚，或材料软，且又经常装拆的场合。使用时，螺柱的一端旋紧在被连接件的螺纹孔中，另一端则穿过另一被连接件的孔。



(a) 普通螺纹连接　(b) 铰制孔螺纹连接

图 6-4　螺栓连接

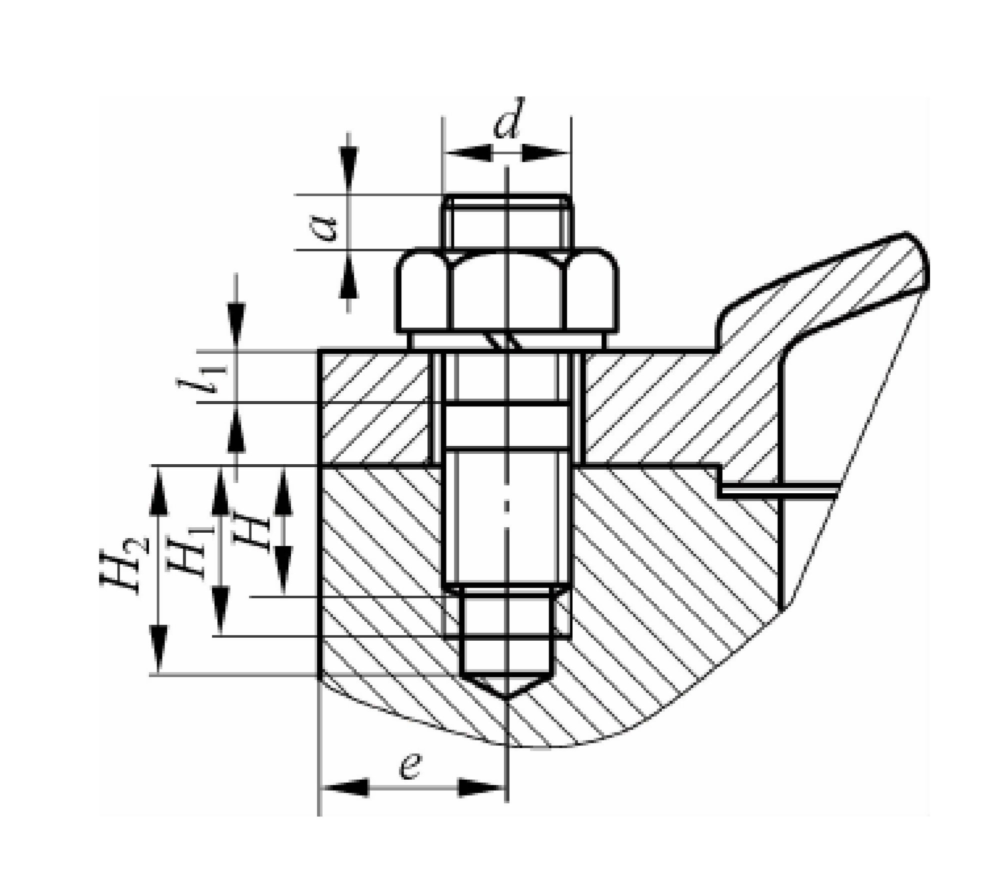


图 6-5　双头螺柱连接

3. 螺钉连接

这种连接是将螺钉直接拧入带内螺纹的被连接件中，省去了螺母，结构简单，如图 6-6 所示。螺钉连接主要用于被连接件之一太厚且不经常拆装的场合。

4. 紧定螺钉连接

如图 6-7 所示，将紧定螺钉拧在被连接件上，螺钉头则沉入另一零件的小坑里。紧定螺钉连接常用于固定两零件的相对位置，并能传递较小的力或转矩。

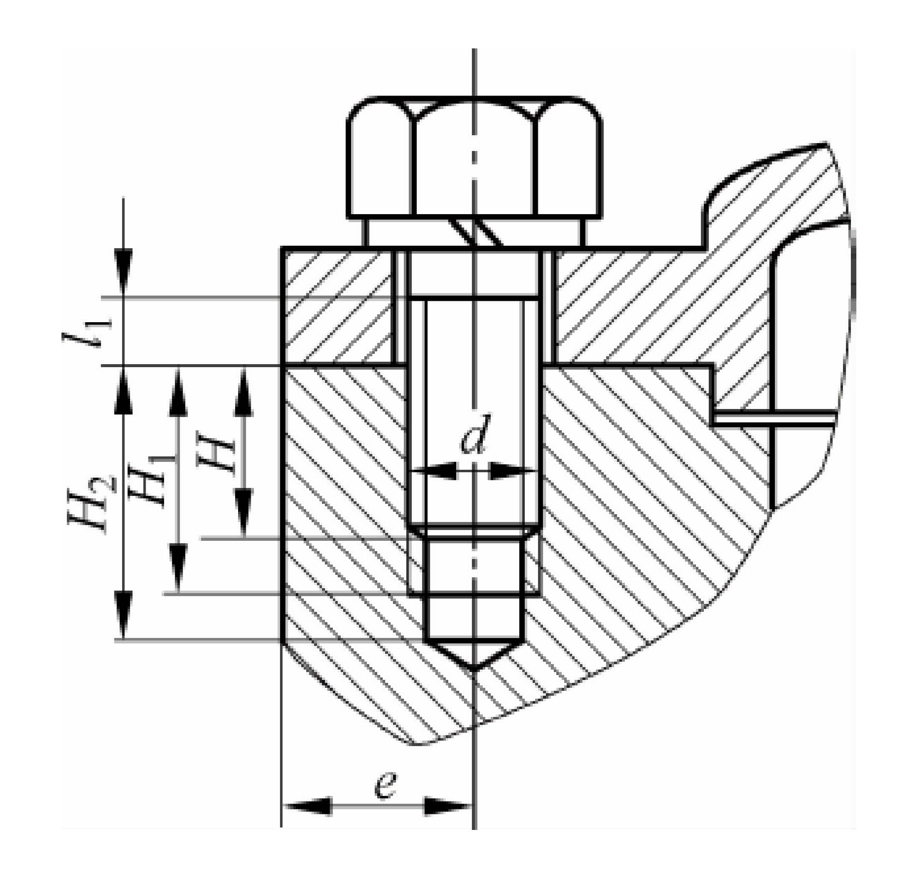


图 6-6　螺钉连接

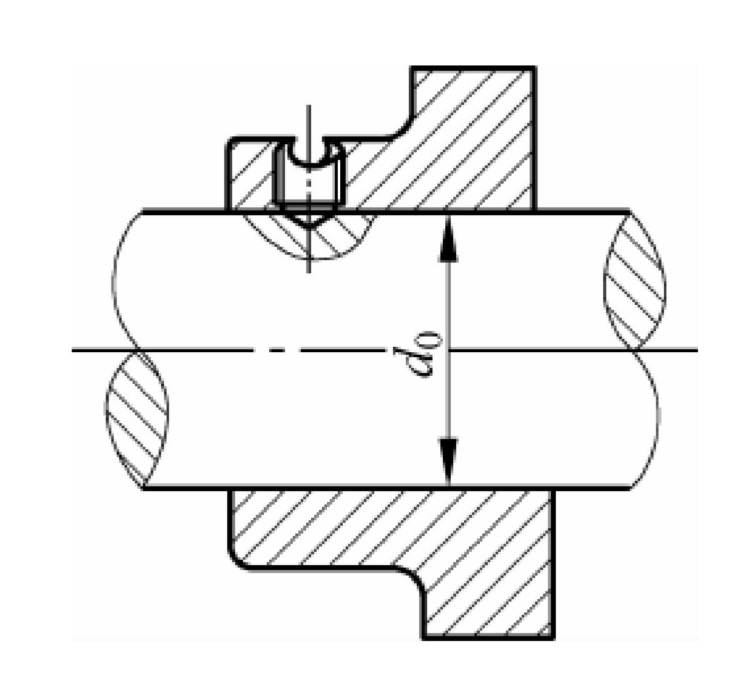


图 6-7　紧定螺钉连接

6.1.4　螺纹连接的拧紧与防松

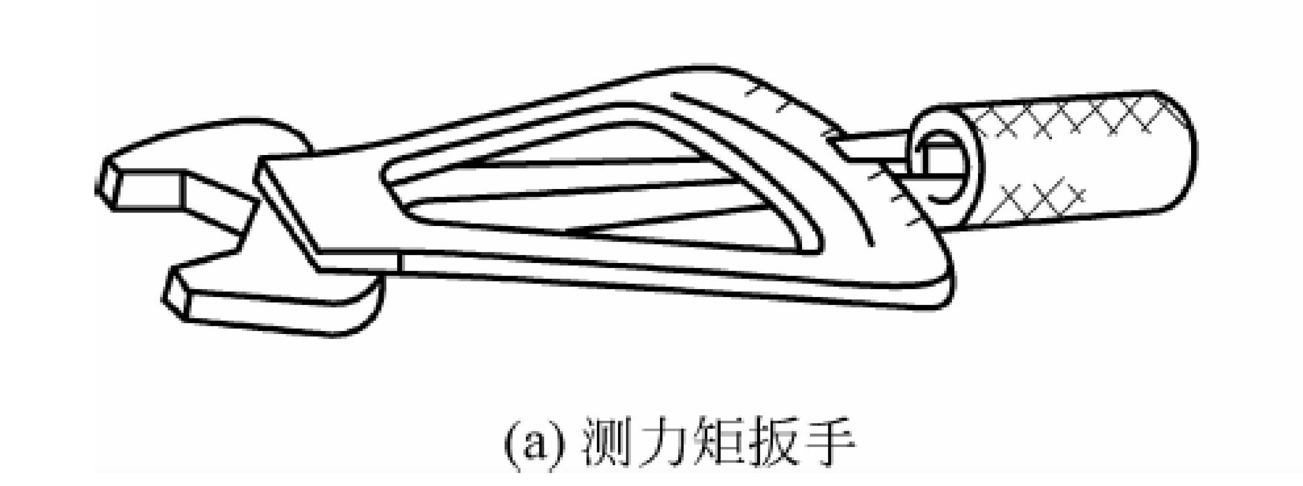
1. 螺纹连接的拧紧

绝大多数使用的螺纹连接，在装配时需将螺母拧紧，以压紧被连接的零件。这种未加工作载荷时，螺栓受到的拉力称为预紧力 F。螺纹连接中存在一定的预紧力，既可提高连接的刚度、紧密性和防松能力，又可增大被连接件间的摩擦力，以提高横向载荷的承受能力。

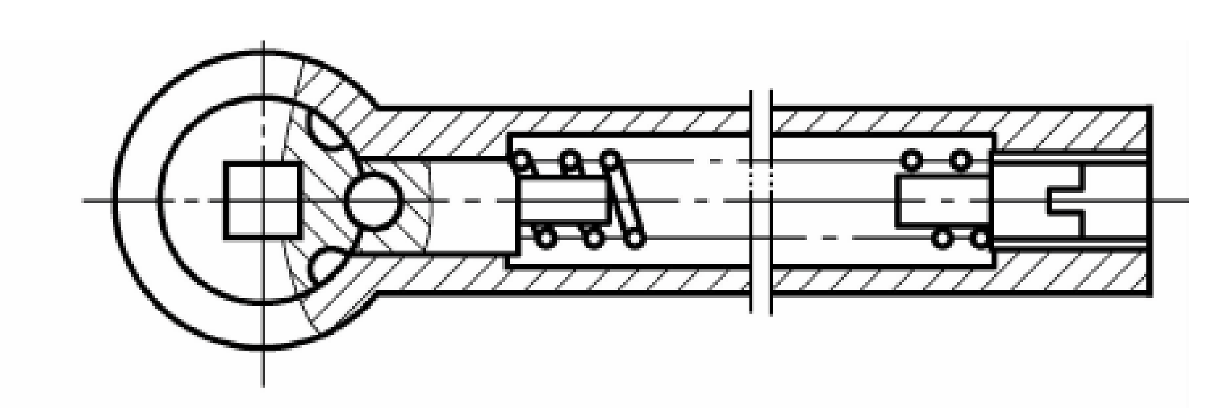
受到预紧力的螺纹连接，称为紧连接。对于重要的螺纹连接要严格控制预紧力的大小。控制的方法为：使用测力矩扳手和定力矩扳手（见图 6-8），或根据操作者的经验（如记拧转螺纹的圈数）等。少数螺纹连接在安装时无需加预紧力就可承载使用，称为松连接。

2. 螺纹连接的防松

螺纹连接常用的防松方法有利用摩擦力防松、机械元件防松和破坏螺纹副运动关系防松 3 种形式，具体见表 6-1。



(a) 测力矩扳手



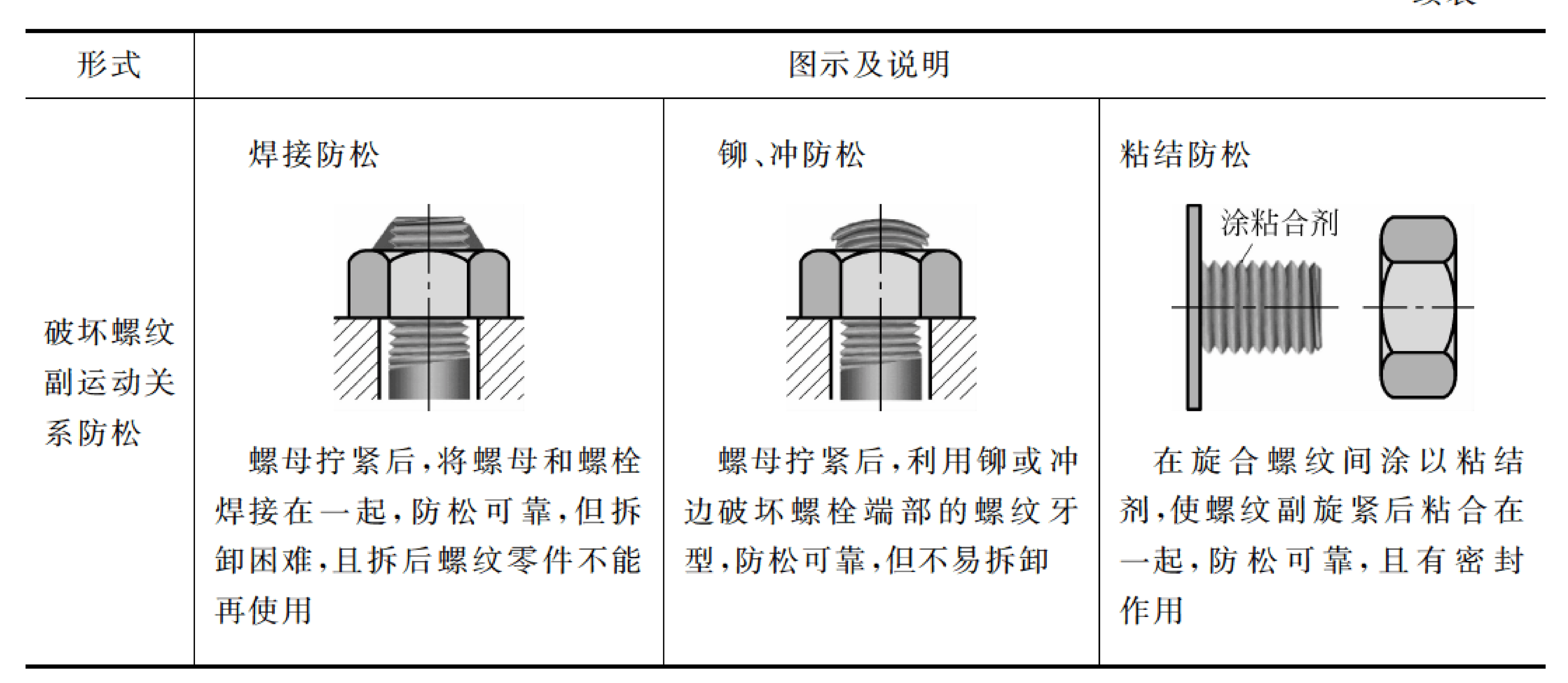
(b) 定力矩扳手

图 6-8　力矩扳手

表 6-1　螺纹连接常用的防松方法

形式	图示及说明		
利用摩擦力防松	双螺母防松 两螺母对顶拧紧，给螺栓旋合段施加一个附加拉力而螺母承受附加压力，从而增大螺纹接触面的摩擦阻力矩	弹簧垫圈防松 利用拧紧螺母时弹簧垫圈被压平后产生的弹性力使螺纹间保持一定的摩擦阻力矩	双头螺柱防松 双头螺柱旋入端螺纹尾部过盈地挤入螺纹孔中形成局部横向张紧而产生的摩擦力
机械元件防松	槽形螺母与开口销防松 开口销穿过螺母槽插入螺栓上的径向销孔中，使螺母、螺栓不能相对转动	止动垫圈防松 将止动垫圈的一舌折弯后插入被连接件上的预制孔中，另一舌待螺母拧紧后再折弯并贴紧在螺母的侧平面上，以防松	串联钢丝防松 正确 错误 螺栓头部钻有小孔，使用时将钢丝穿入小孔并盘紧，以防止螺栓松脱；但要注意，钢丝盘绕的方向应是使螺栓旋紧的方向

续表



形式	图示及说明		
破坏螺纹副运动关系防松	焊接防松 螺母拧紧后，将螺母和螺栓焊接在一起，防松可靠，但拆卸困难，且拆后螺纹零件不能再使用	铆、冲防松 螺母拧紧后，利用铆或冲边破坏螺栓端部的螺纹牙型，防松可靠，但不易拆卸	粘结防松 涂粘合剂 在旋合螺纹间涂以粘结剂，使螺纹副旋紧后粘合在一起，防松可靠，且有密封作用

6.2　螺旋传动

螺旋传动是由螺杆、螺母和机架组成的，它是利用螺旋副将回转运动转变为直线运动，同时传递动力的一种机械运动。

6.2.1　普通螺旋传动

普通螺旋传动是由螺杆和螺母组成的简单螺旋副，如图 6-9 所示

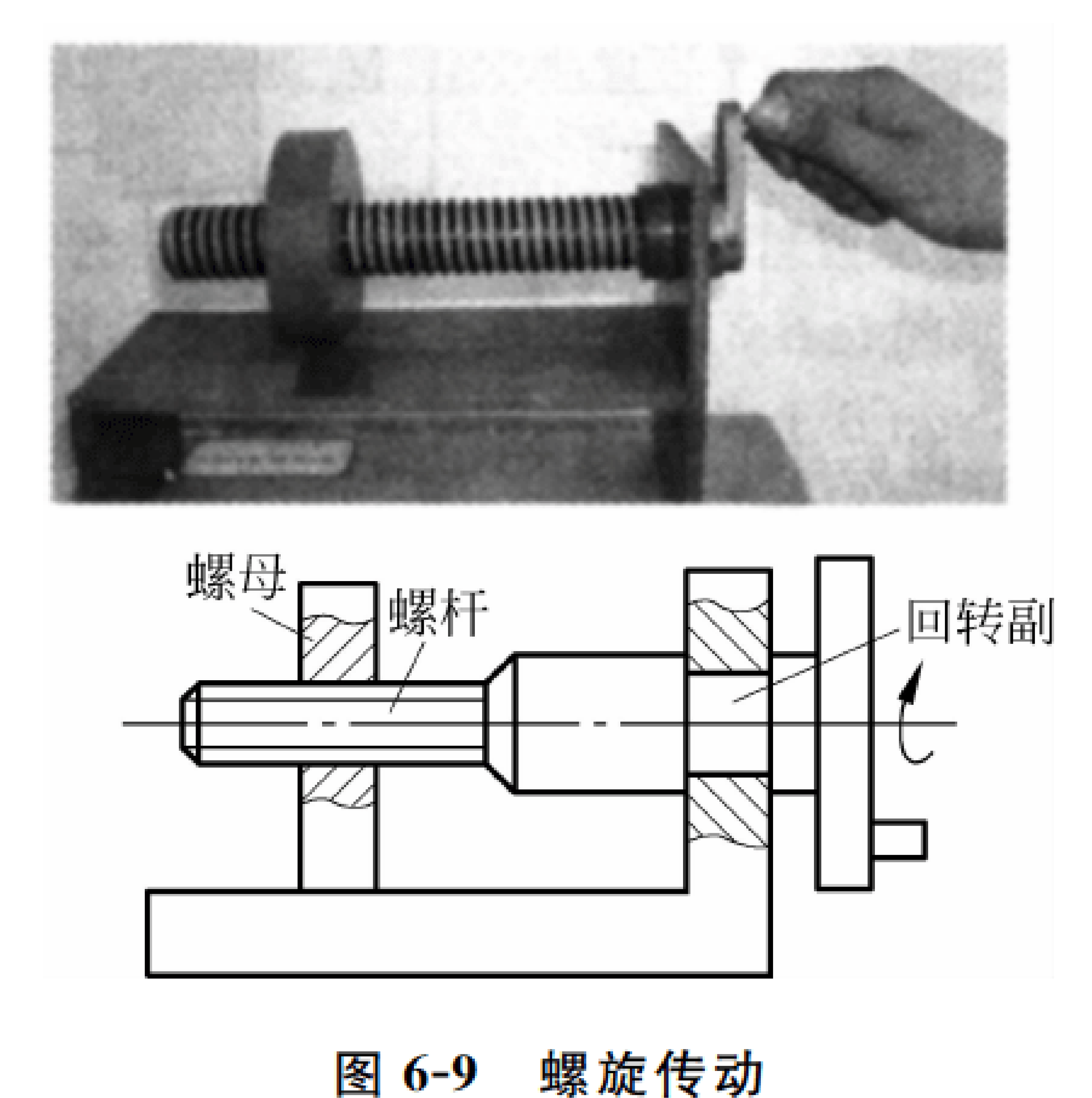


图 6-9　螺旋传动

1. 普通螺旋传动的应用形式

普通螺旋传动的应用形式有 4 种，见表 6-2。

2. 移动方向的判定

普通螺旋传动时，从动件作直线运动的方向不仅与主动件的回转方向有关，还与螺纹的旋向有关。可用左、右手螺旋法则来判定，即右旋螺纹用右手，左旋螺纹用左手，并半握拳，

表 6-2 普通螺旋传动的应用形式

应用形式	应用举例	示意图
螺母不动,螺杆回转并作直线运动	台虎钳	
螺杆不动,螺母回转并作直线运动	螺旋千斤顶	
螺杆原位回转,螺母作直线运动	机床的中溜板和刀架的横向进给	
螺母原位回转,螺杆作直线运动	应力试验机上的观察镜调整装置	

四指顺着螺杆(或螺母)的回转方向,大拇指竖起,分两种情况:

(1) 若螺杆(或螺母)回转并移动,螺母(或螺杆)不动,即表 6-2 中前两种形式,则大拇指指向就是螺杆(或螺母)的移动方向。

(2) 若螺杆(或螺母)原位回转,螺母(或螺杆)移动,即表 6-2 中后两种形式,则螺母(或螺杆)移动的方向就是大拇指指向的相反方向。

3. 移动的距离

在普通螺旋传动中，螺杆(或螺母)的移动距离与螺纹的导程有关。螺杆相对于螺母每回转一圈，螺杆(或螺母)移动一个导程的距离。因此，移动距离等于回转转数与导程的乘积，即

$$L = NP_h$$

式中：L——螺杆(或螺母)的移动距离，mm；

N——回转转数；

P_h——螺纹的导程，mm。

6.2.2　差动螺旋传动

1. 组成

由两个螺旋副组成的使活动的螺母与螺杆产生差动(即运动不一致)的螺旋传动称为差动螺旋传动，即将图 6-9 中的转动副也变成螺旋副，便可得到如图 6-10 所示的差动螺旋传动。图中螺杆分别与机架及活动螺母组成 2 个螺旋副，机架上为固定螺母，活动螺母不能回转而只能沿机架的导向槽移动。

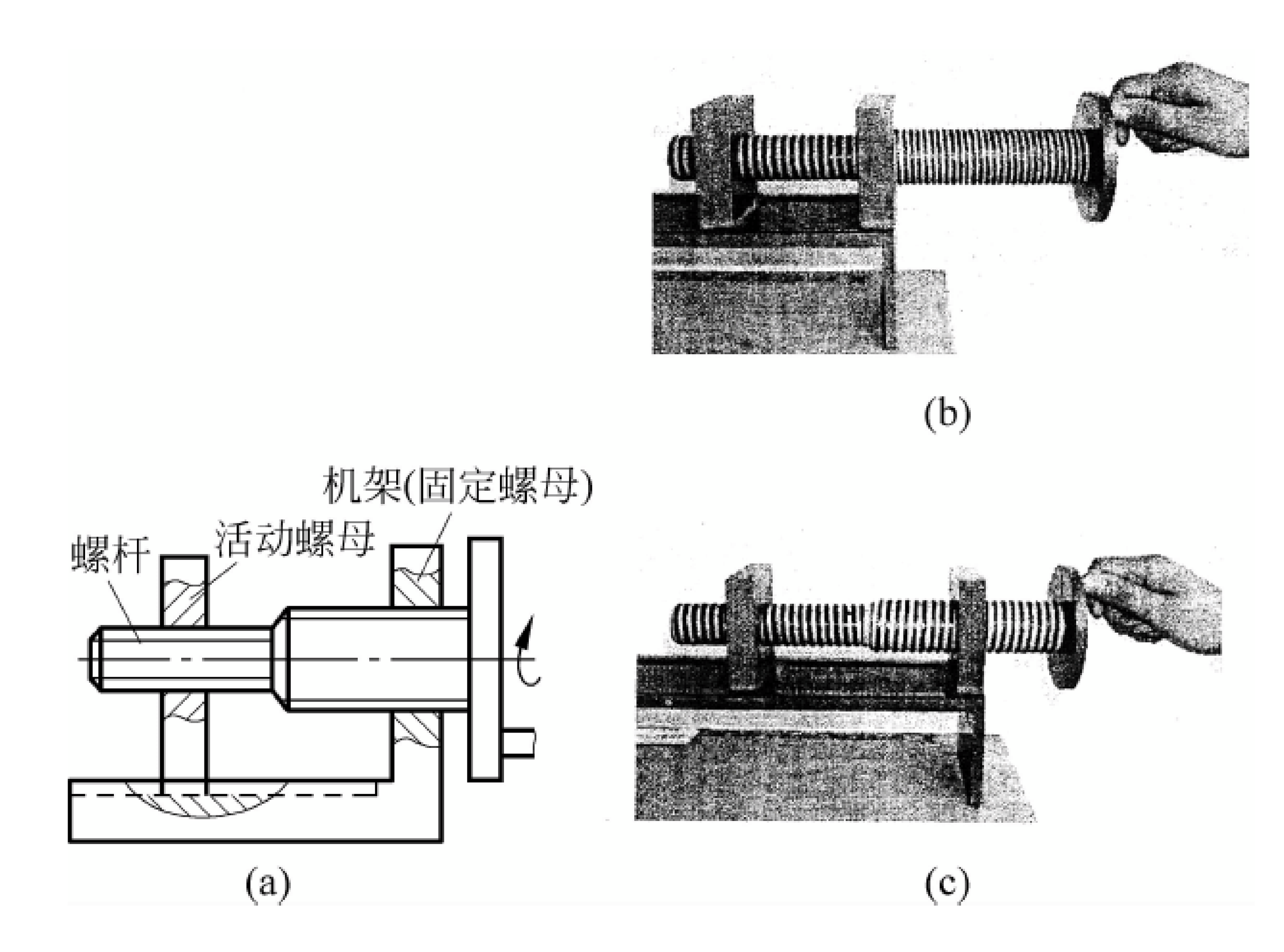


图 6-10　差动螺旋传动

2. 差动螺旋传动的移动距离和方向的确定

(1) 若两段螺纹旋向相同，如图 6-10(b)所示，当螺杆转动时，活动螺母实际移动的距离为

$$L = N(P_{ha} - P_{hb})$$

式中：L——活动螺母的实际移动距离，mm；

N——螺杆的回转转数；

P_{ha}——机架上固定螺母的导程，mm；

P_{hb}——活动螺母的导程，mm。

由此可见，若两段螺纹的导程相差很小，虽然螺杆相对于机架转过较大的角度，而活动螺母相对于机架的位移仍可以很小，从而达到微调的目的。所以，差动螺旋传动常用于测微

器、分度机构及精密机床中。

(2) 若两段螺纹旋向相反，如图 6-10(c)所示，当螺杆转动时，活动螺母实际移动的距离为

$$L = N(P_{ha} + P_{hb})$$

可见，活动螺母可产生快速移动。

在确定活动螺母移动的方向时，看以上两式中 L 的正负。若 L 的计算结果为正值时，活动螺母的实际移动方向与螺杆移动的方向相同；若 L 的计算结果为负值时，活动螺母的实际移动方向与螺杆移动的方向相反。

6.2.3 滚珠螺旋传动

由于普通螺旋传动的螺旋副的摩擦是滑动摩擦，传动阻力大，摩擦损失严重，效率和精度低，不能满足机械的传动要求。因此，现代机械中多采用滚珠螺旋(滚珠丝杠)传动。

如图 6-11 所示，滚珠螺旋传动主要由滚珠 2、螺杆 3、螺母 4 及滚珠循环装置 1 组成。其工作原理是在具有螺旋槽的螺杆与螺母之间装有一定数量的滚珠(钢球)，当螺杆与螺母相对转动时，滚珠在螺纹滚道内滚动，并通过滚珠循环装置的通道构成封闭循环，从而实现螺杆与螺母之间的滚动摩擦。

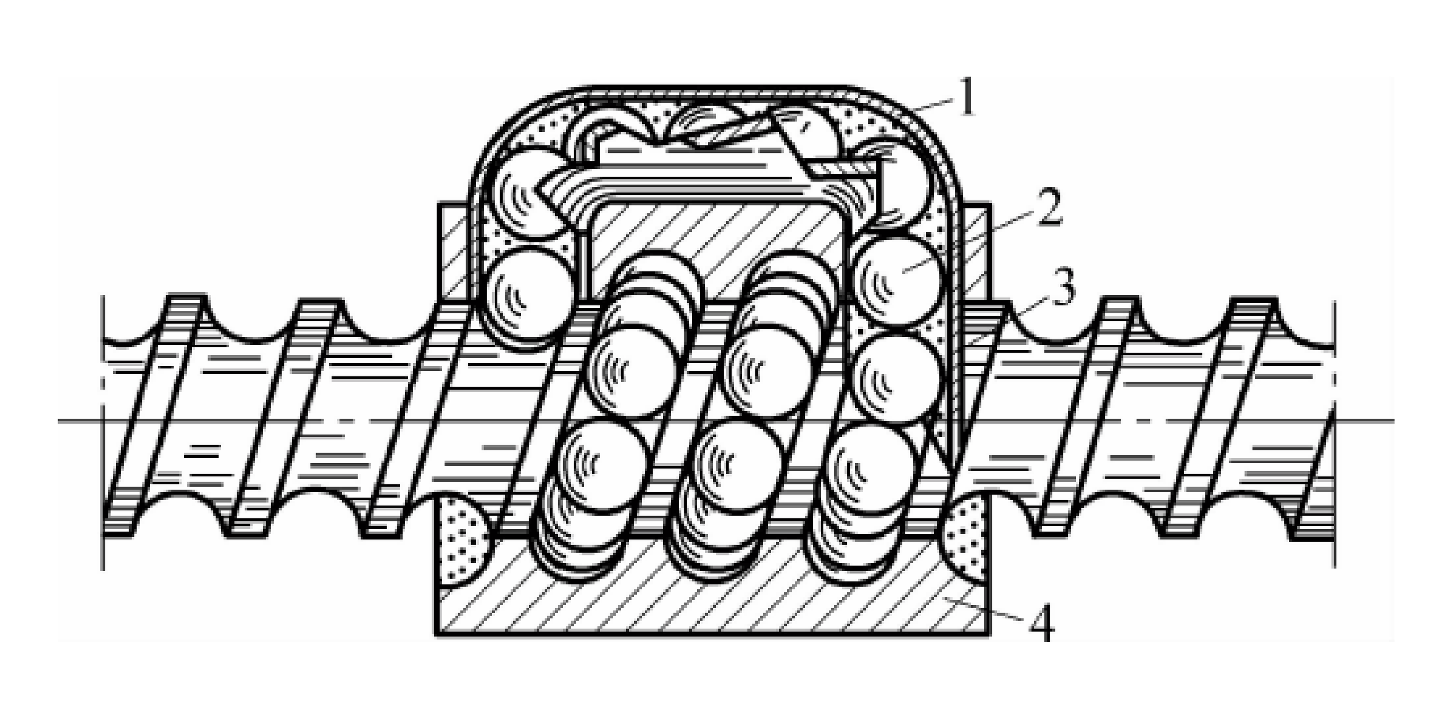
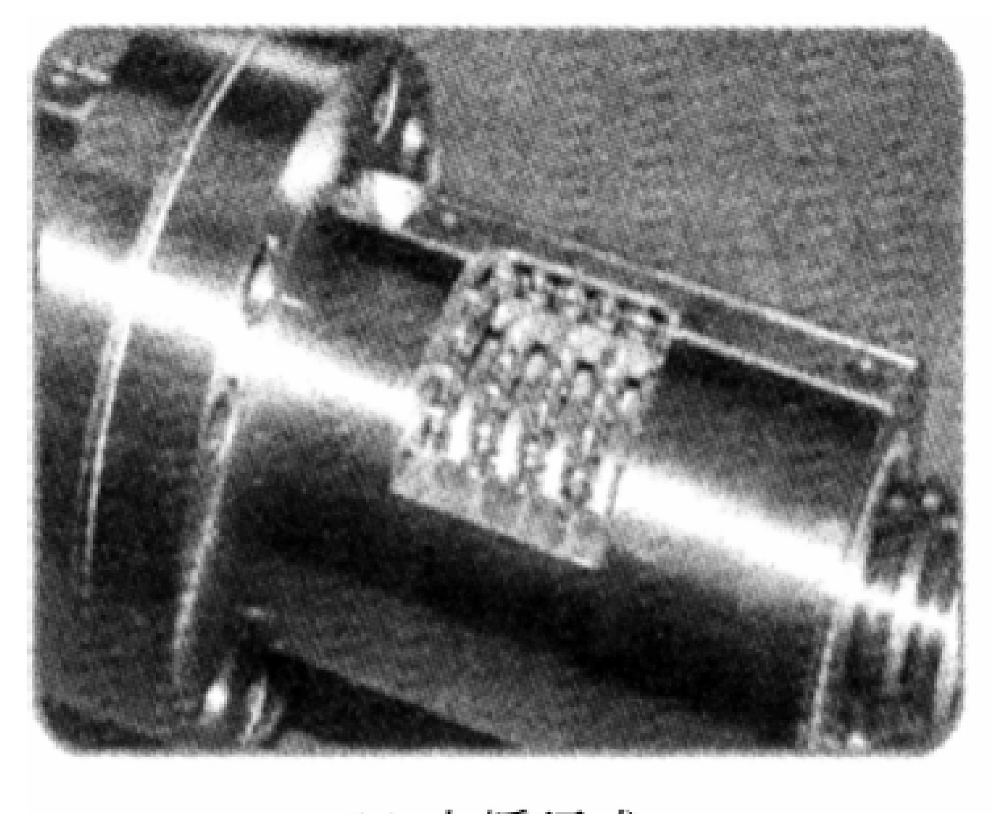


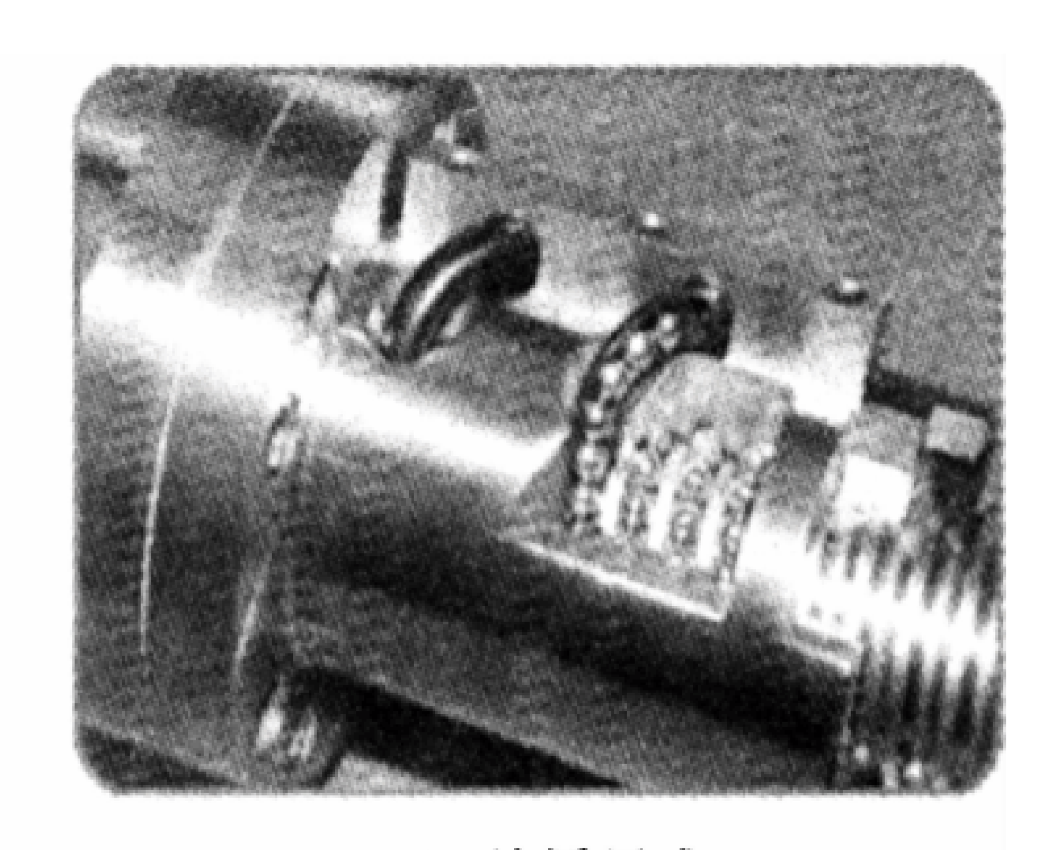
图 6-11 滚珠螺旋传动

1—滚珠循环装置；2—滚珠；3—螺杆；4—螺母

滚珠螺旋传动按滚珠循环方式不同，可分为内循环式和外循环式，如图 6-12 所示。



(a) 内循环式



(b) 外循环式

图 6-12 滚珠螺旋传动的两种循环方式

滚珠螺旋传动具有摩擦阻力小，摩擦损失小，传动效率高，工作平稳，传动精度高，动作灵敏等优点。但其结构复杂，外形尺寸较大，制造技术要求高，因此成本也较高。目前主要应用于数控机床的进给机构，以及自动控制装置、升降机构和精密测量仪器等。

思考题

1. 根据牙型的不同，螺纹可分为哪几种？各有哪些特点？常用的连接和传动螺纹都有哪些牙型？

2. 螺纹的主要参数有哪些？

3. 螺纹的螺距和导程有何区别？螺纹的导程P_h和螺距P与螺纹头数Z有何关系？

4. 螺纹连接的基本形式有哪几种？各适用于何种场合？有何特点？

5. 为什么要考虑螺纹的防松问题？常用的螺纹连接防松方法有哪些？

6. 如何判定普通螺旋传动中螺杆或螺母的移动方向？如何计算移动距离？

7. 什么是差动螺旋传动？利用差动螺旋传动实现微量调节对两段螺纹的旋向有什么要求？

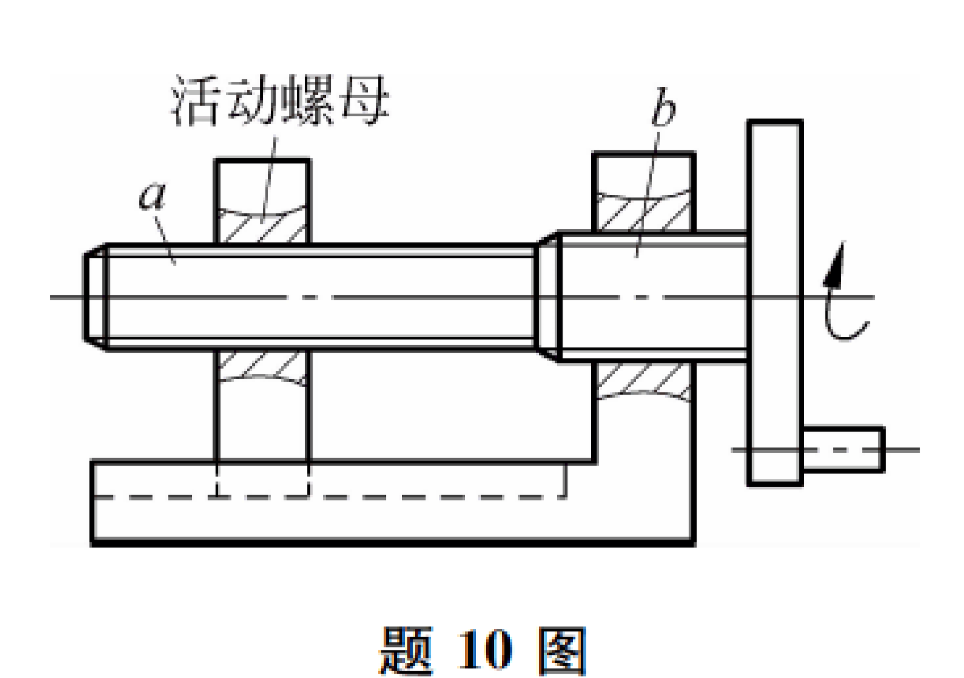
8. 在差动螺旋传动中，怎么计算活动螺母的移动距离？如何判定活动螺母的移动方向？

9. 有一单线螺旋传动，螺距为 6mm，欲使螺母移动 0.24mm，则螺杆应转多少周？

10. 题 10 图所示为差动螺旋传动，螺旋副a，$P_{ha}=2$mm，左旋；螺旋副b，$P_{hb}=2.5$mm，左旋，求：

（1）当螺杆按图示方向转 0.5 周时，活动螺母相对导轨移动多少距离？其方向如何？

（2）若螺旋副b改为右旋，当螺杆按图示方向转 0.5 周时，活动螺母相对导轨移动多少距离？其方向如何？



题 10 图

第 7 章

齿 轮 传 动

导读

齿轮传动是现代机械中应用最广泛的一种传动，在工程机械、矿山机械、冶金机械、发动机及各种机床中被广泛地用来传递运动和动力。通过本章的学习，要求了解齿轮传动的类型和特点，掌握齿轮的设计和几何尺寸的计算并能正确选用。

齿轮传动是由齿轮副组成的传递运动和动力的装置。所谓齿轮副，是由 2 个相啮合的齿轮组成的基本机构，两齿轮轴线相对位置不变，并各绕其自身的轴线转动，如图 7-1 所示。当一对齿轮相互啮合工作时，主动轮 O_1 的轮齿 1，2，3，…通过啮合点法向力 F_n 的作用逐个地推动从动轮 O_2 的轮齿 1′，2′，3′，…，使从动轮转动，从而将主动轮的运动和动力传递给从动轮。

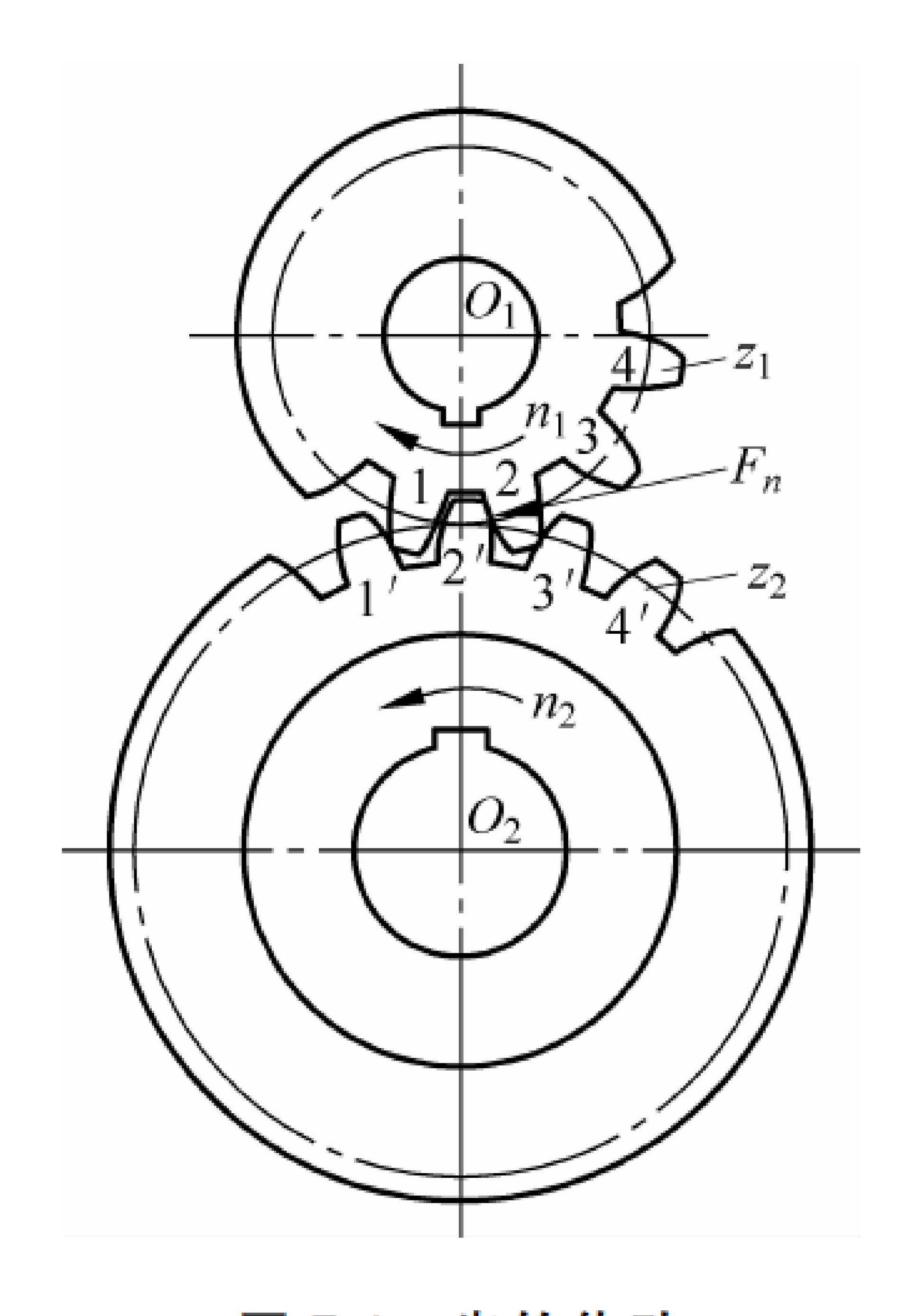


图 7-1　齿轮传动

7.1　齿轮传动的特点及分类

7.1.1　齿轮传动的特点

与摩擦轮传动、带传动和链传动等比较，齿轮传动有如下特点：

（1）能保证瞬时传动比恒定，平稳性较高，传递运动准确可靠；

（2）传递的功率和速度范围较大；

(3) 结构紧凑,工作可靠,可实现较大的传动比;

(4) 传动效率高,使用寿命长;

(5) 齿轮的制造、安装要求较高。

7.1.2　齿轮传动的分类

齿轮传动的类型很多,可以按不同方法进行分类。

(1) 按轴的相对位置,分平面齿轮传动(两轴平行)和空间齿轮传动(两轴不平行)两大类,见表 7-1。

表 7-1　齿轮传动的类型

类型	名称	图例	类型	名称	图例
平面齿轮传动(两轴平行)	外啮合直齿圆柱齿轮传动		空间齿轮传动(两轴相交)	直齿圆锥齿轮传动	
	内啮合直齿圆柱齿轮传动			斜齿圆锥齿轮传动	
	齿轮齿条传动			曲齿圆锥齿轮传动	
	外啮合斜齿圆柱齿轮传动		空间齿轮传动(两轴交错)	交错轴斜齿圆柱轮传动	
	外啮合人字齿圆柱齿轮传动			准双曲面圆锥齿轮传动	

(2) 按齿轮啮合方式,分为外啮合齿轮传动、内啮合齿轮传动和齿轮齿条传动。

(3) 按齿轮的齿廓曲线不同,分为渐开线齿轮传动、摆线齿轮传动和圆弧齿轮传动,其中渐开线齿轮传动应用最广。

(4) 按工作条件不同,分为:

① 开式齿轮传动,齿轮暴露在外,不能保证良好润滑。

② 半开式齿轮传动,齿轮浸入油池,有防护罩,但不密封。

③ 闭式齿轮传动,齿轮、轴和轴承都装在封闭的箱体内,润滑条件良好,灰尘不易进入,安装精确,齿轮传动有良好的工作条件,应用最为广泛。

(5) 根据齿轮分度曲面不同,可分为圆柱齿轮传动和锥齿轮传动。

(6) 根据齿线形状不同,可分为直齿齿轮传动、斜齿齿轮传动和曲线齿齿轮传动。

7.2 渐开线直齿圆柱齿轮

7.2.1 渐开线的形成和性质

如图 7-2 所示,在平面上,动直线 AB 沿着一固定的圆作纯滚动,此动直线 AB 上任意一点 K 的运动轨迹 CKD 称为该圆的渐开线,该圆称为渐开线的基圆,其半径以 r_b 表示,直线 AB 称为渐开线的发生线。

以同一个基圆上产生的 2 条反向渐开线为齿廓的齿轮就是渐开线齿轮,如图 7-3 所示。对于渐开线齿廓来说,它具有以下性质。

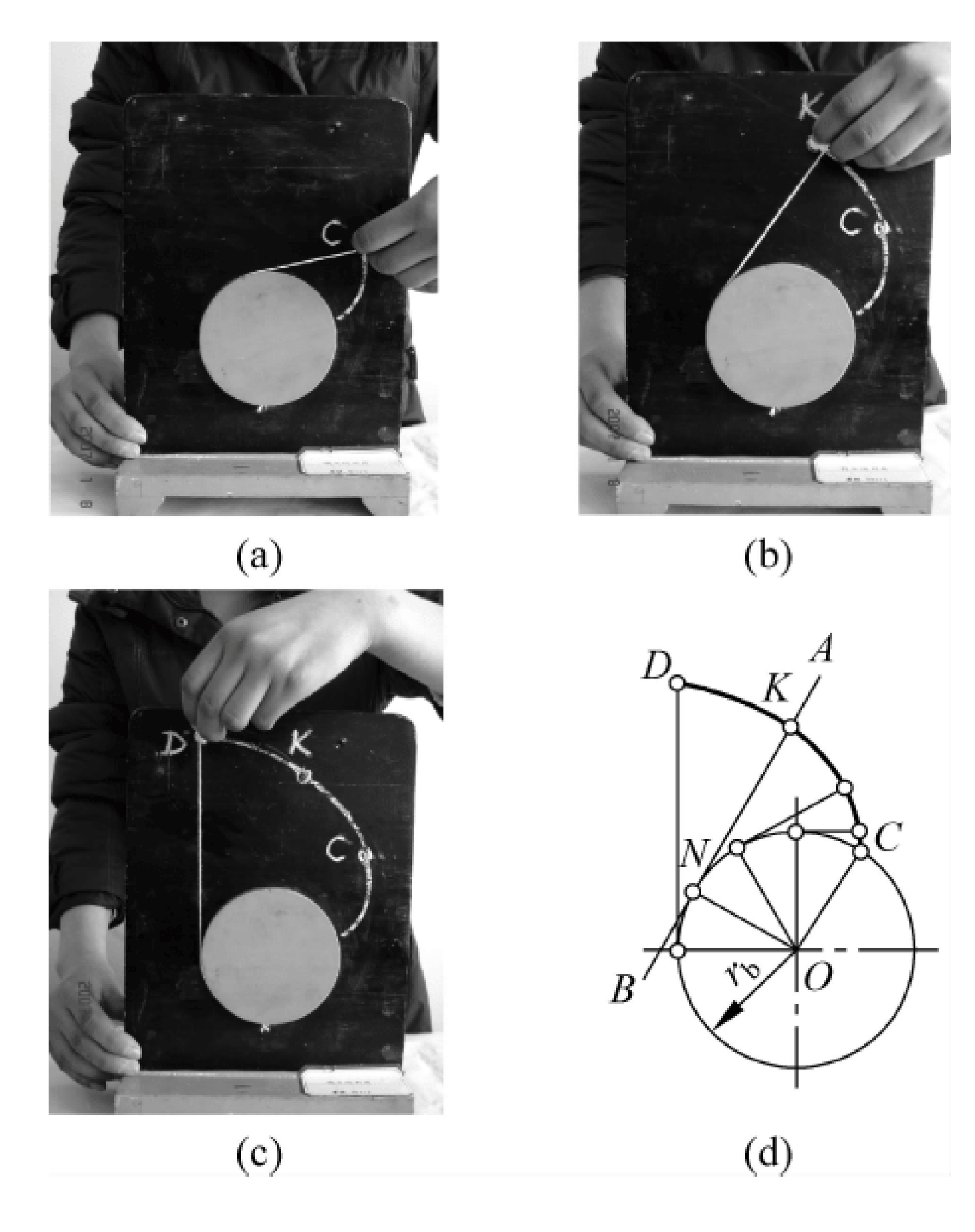


图 7-2 渐开线的形成

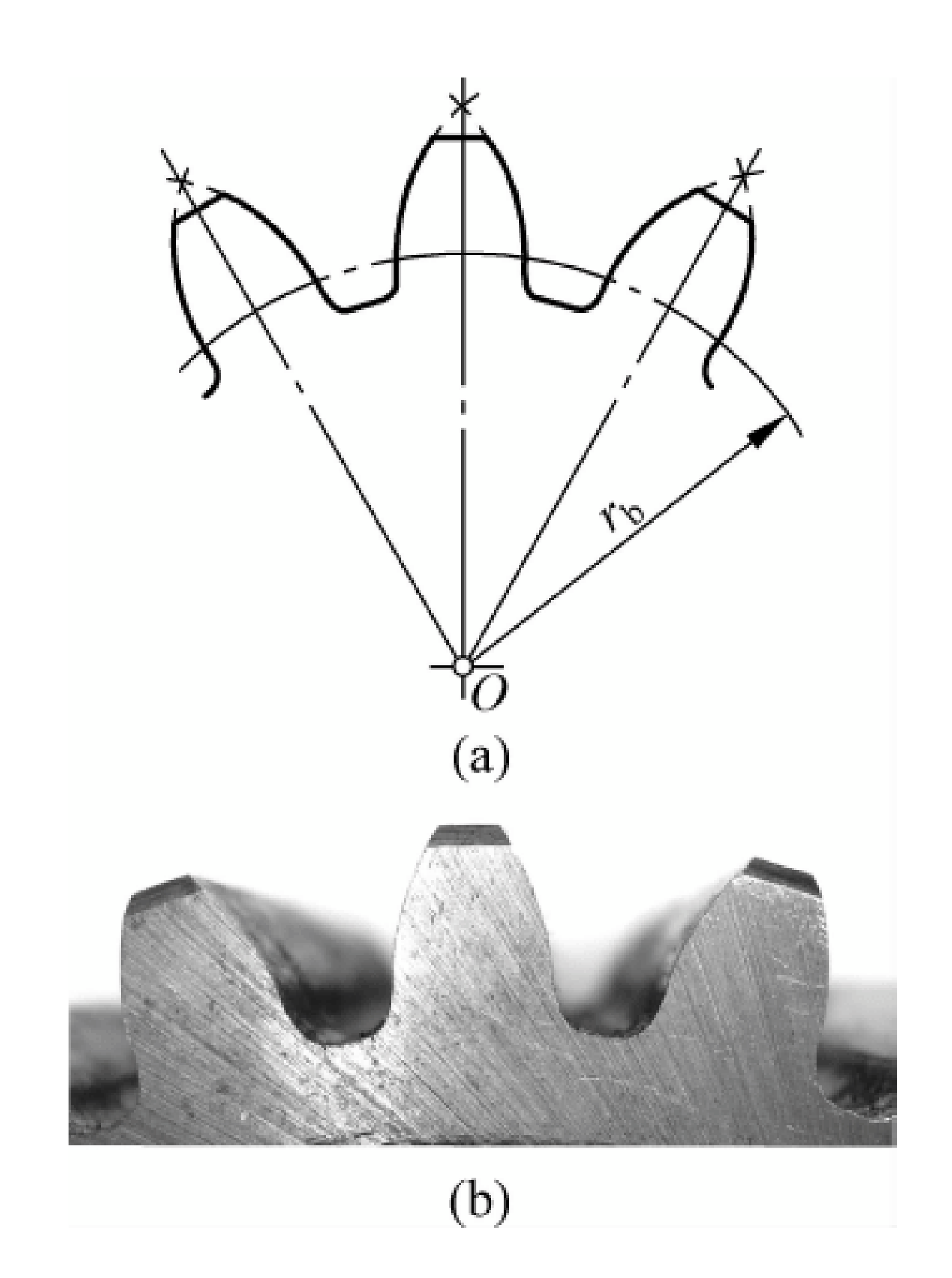


图 7-3 渐开线齿廓的形成

(1) 发生线在基圆上滚过的线段长度 $\overline{KN}$ 等于基圆上被滚过的一段弧长 $\overset{\frown}{NC}$,即 $\overline{KN}=\overset{\frown}{NC}$。

(2) 渐开线上任意一点的法线必切于基圆,即过渐开线上任意一点 K 的法线与过 K 点

的基圆切线重合，并且也与发生线重合。

(3) 渐开线的形状取决于基圆的大小。基圆相同，得到的渐开线的形状完全相同。基圆越小，渐开线越弯曲；基圆越大，渐开线越趋平直；当基圆半径趋于无穷大时，渐开线为直线。这种直线型的渐开线就是齿条的齿廓，如图7-4所示。

(4) 渐开线上各点的曲率半径不相等。K 点离基圆越远，其曲率半径 NK 也越大，渐开线越趋平直；反之，曲率半径越小，渐开线越弯曲，如图7-2(d)所示。

(5) 基圆内无渐开线。

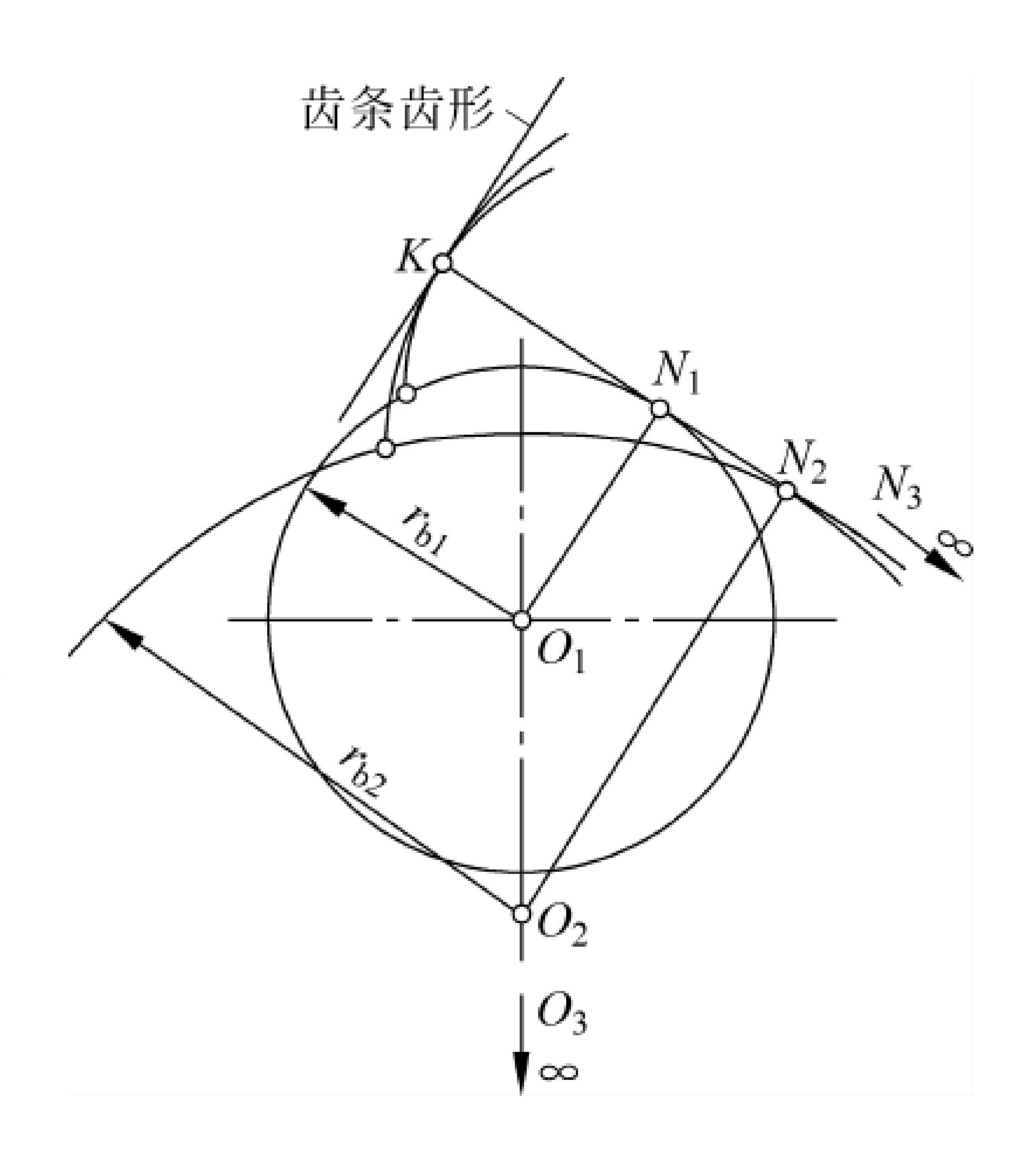


图7-4　不同基圆的渐开线

7.2.2　渐开线齿廓啮合特点

图7-5所示为一对啮合的齿轮。N_1N_2 为两基圆的内公切线，与连心线 O_1O_2 交于 P 点。设某瞬间两轮齿在 K 点接触，K 点称为啮合点。经过 Δt 时间后，啮合点 K 移到 K'。根据渐开线性质(2)，过 K 和 K' 点作两基圆的切线，必与 N_1N_2 重合。因此渐开线齿廓的啮合点始终是沿着两个基圆内公切线 N_1N_2 移动。所以 N_1N_2 就是啮合点 K 的移动轨迹，叫做啮合线。渐开线齿轮的啮合线是一条直线。啮合线 N_1N_2 与连心线 O_1O_2 的交点 P 叫做节点。以 O_1、O_2 为圆心，过节点 P 所作的2个相切的圆，称为节圆。大小齿轮的节圆半径用 r_2' 和 r_1' 表示。过节点画出2个节圆的公切线 t—t，即为过 P 点的运动方向线，它与啮合线 N_1N_2 间的夹角叫啮合角，用 α' 表示。在标准中心距条件下啮合的一对标准渐开线齿轮，其节圆和分度圆是重合的，同时，啮合角 α' 等于分度圆上的标准齿形角 α，即 $\alpha'=\alpha=20°$。

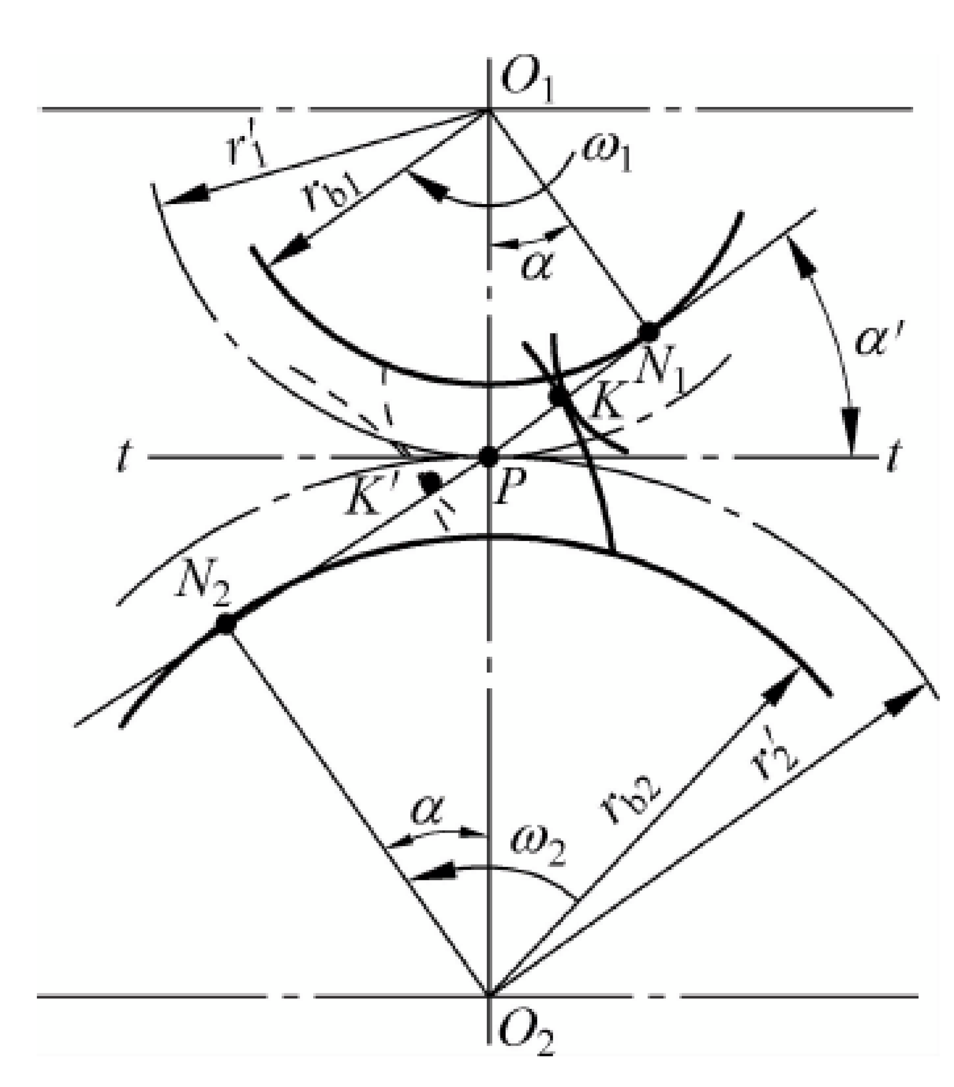


图7-5　渐开线齿轮的啮合传动

1. 保持恒定的传动比

根据两轮在 P 点的线速度相同，即

$$r_1'\omega_1 = r_2'\omega_2$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2'}{r_1'}$$

因 $\triangle O_1N_1P \backsim \triangle O_2N_2P$，于是对应边成比例，即

$$\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2'}{r_1'}$$

这样传动比又可写成

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_2}{r_1} = 常数 \tag{7-1}$$

式中：ω_1，ω_2——主、从动轮角速度；

r_{b1}，r_1'，r_1——主动轮基圆、节圆和分度圆半径；

r_{b2}，r_2'、r_2——从动轮基圆、节圆和分度圆半径。

由此可见，两齿轮在啮合传动时，角速度之比与基圆半径成反比，齿轮加工后的基圆半径始终不变，所以保持传动比恒定不变。

2. 传动的可分离性

相互啮合的一对齿轮制造好以后，基圆大小就定了，不因中心距变化而变化。由上述的传动比公式可知，传动比与中心距无关，因为 $\frac{r_{b2}}{r_{b1}}=\frac{r_2'}{r_1}=\frac{r_2}{r_1}$ 的比值仍保持不变，所以中心距稍有变化时，对传动没有影响，这种性质称为传动的可分离性。当中心距改变后，会出现新的节点和节圆，节圆与分度圆不再重合，同时，啮合角和齿形角也不再相等。

由于齿轮在制造、安装过程中受多方面影响总会有误差，旋转时受轮齿间的径向推力的作用，以及轴和轴承的磨损等，都会使实际的中心距与设计的中心距稍有不同，而渐开线齿轮具有可分离性，可弥补上述原因造成的中心距误差，保证正常传动。

3. 齿廓间具有相对滑动

齿轮副啮合传动时，在节点 P 处两轮的线速度相等，但在节点以外的其他任一啮合点(如图 7-5 中 K 点)啮合时，主动齿轮在 K 点的速度 v_1 与从动齿轮在 K 点的速度 v_2 的大小与方向均不相同。因此，传动中齿廓之间存在着相对滑动，且啮合点离节点 P 越远，齿廓间相对滑动速度越大。在传动力的作用下，这种滑动必然引起齿轮的磨损。

7.2.3 渐开线齿轮的基本参数及几何尺寸计算

1. 齿轮各部分的名称与符号

图 7-6 所示为直齿圆柱外齿轮的一部分，现介绍其各部分的名称和符号。

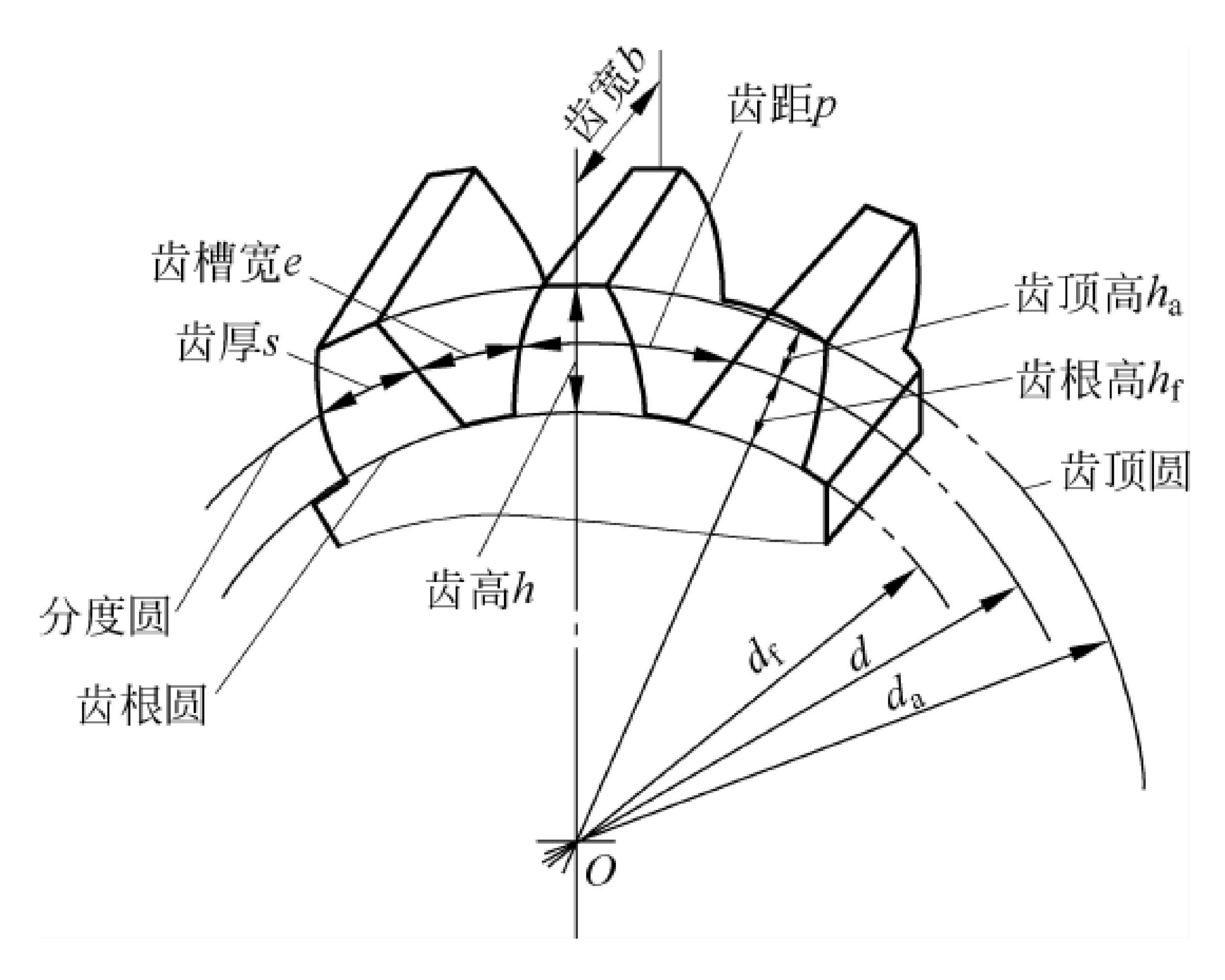


图 7-6 渐开线直齿圆柱外齿轮各部分名称

(1) 齿顶圆

通过轮齿顶部的圆，称为齿顶圆，其半径用 r_a 表示，直径用 d_a 表示。

(2) 齿根圆

通过轮齿根部的圆，称为齿根圆，其半径用 r_f 表示，直径用 d_f 表示。

(3) 基圆

形成渐开线的圆，称为基圆，其半径用 r_b 表示，直径用 d_b 表示。

(4) 分度圆

所谓分度圆，是一个假想的圆，其半径用 r 表示，直径用 d 表示。其他各个圆的半径或直径都以分度圆为基准来计算。

(5) 齿距

两个相邻而同侧的端面齿廓之间的分度圆弧长，称为端面齿距。在一般情况下，端面齿距可以简称为齿距，用符号 p 表示。

(6) 齿厚与齿槽宽

在端平面上，一个齿的两侧端面齿廓之间的分度圆弧长，称为齿厚，用 s 表示，一个齿槽的两侧端面齿廓之间的分度圆弧长，称为齿槽宽，用 e 表示。显然对于标准齿轮来说，在分度圆上齿厚等于齿槽宽，即 $s=e=p/2$。

(7) 齿顶高

齿顶圆与分度圆之间的径向距离称为齿顶高，用符号 h_a 表示。

(8) 齿根高

齿根圆与分度圆之间的径向距离称为齿根高，用符号 h_f 表示。

(9) 全齿高

齿顶圆与齿根圆之间的径向距离称为全齿高，用符号 h 表示，即 $h=h_a+h_f$。

2. 基本参数

标准直齿圆柱外齿轮的基本参数有 5 个：齿数 z、模数 m、齿形角 α、齿顶高系数 h_a^*、顶隙系数 c^*。它们是齿轮各部分几何尺寸计算的依据。

(1) 齿数 z

在齿轮整个圆周上均匀分布的轮齿总数，称为齿数，用 z 表示。当模数一定时，齿数越多，齿轮的几何尺寸越大，轮齿渐开线的曲率半径也越大，齿廓曲线越趋平直。

(2) 模数 m

模数是齿轮几何尺寸计算中最基本的一个参数。在图 7-6 中，设分度圆直径为 d，相邻两齿同侧渐开线在分度圆上的弧长为齿距 p，则分度圆周长 $\pi d=zp$，可得

$$d=\frac{zp}{\pi} \tag{7-2}$$

显然，如果取齿距 p 为有理数，则分度圆直径 d 将为无理数，当其他各圆的直径都以此作为计算基准时，它们的直径将为无理数，这将给计算和测量带来不便。为了使分度圆直径为有理数，应取齿距 p 为 π 的有理倍数，并以符号 m 表示这个数，即

$$m=\frac{p}{\pi},\quad p=\pi m \tag{7-3}$$

把 m 称为模数，则分度圆直径可用模数 m 和齿数 z 来表示

$$d=mz$$

显然，当模数 m 取为有理数时，齿距 p 将为无理数 πm。

模数 m 的单位是 mm，其他所有的长度尺寸都以模数的倍数来表示。模数越大，轮齿越大，齿轮的强度也就越大。一般来说，不同半径上的齿距不相同，因而也就有不同的模数。通常模数是指分度圆的模数，并以分度圆的模数称为齿轮的模数。我国已经制定了模数的标准值，见表 7-2。

表 7-2　标准模数系列　　mm

第一系列	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	
第二系列	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5	5.5	(6.5)	7	9	(11)	14	18	22	28	(30)	36	45

(3) 齿形角 α

就单个齿轮而言，在端平面上，过端面齿廓上任意一点的径向直线与齿廓在该点的切线所夹的锐角称为该点的齿形角，用 α 表示。如图 7-7 所示，K 点的齿形角为 α_K。由渐开线的性质可知，渐开线齿廓上各点的齿形角不相等。K 点离基圆越远，齿形角越大；离基圆越近，齿形角越小。对于渐开线齿轮，通常所指的齿形角是指分度圆上的齿形角。国家标准规定渐开线标准圆柱齿轮分度圆上的齿形角 $\alpha=20°$。

从压力角的定义出发，在齿轮传动中，齿廓曲线和分度圆交点处的速度方向与该点的法线方向(即力的作用线方向)之间所夹的锐角称为分度圆压力角，一般也用 α 表示。如图 7-7 所示，K 点的压力角也为 α_K。显然，同一点的压力角和齿形角是相等的。

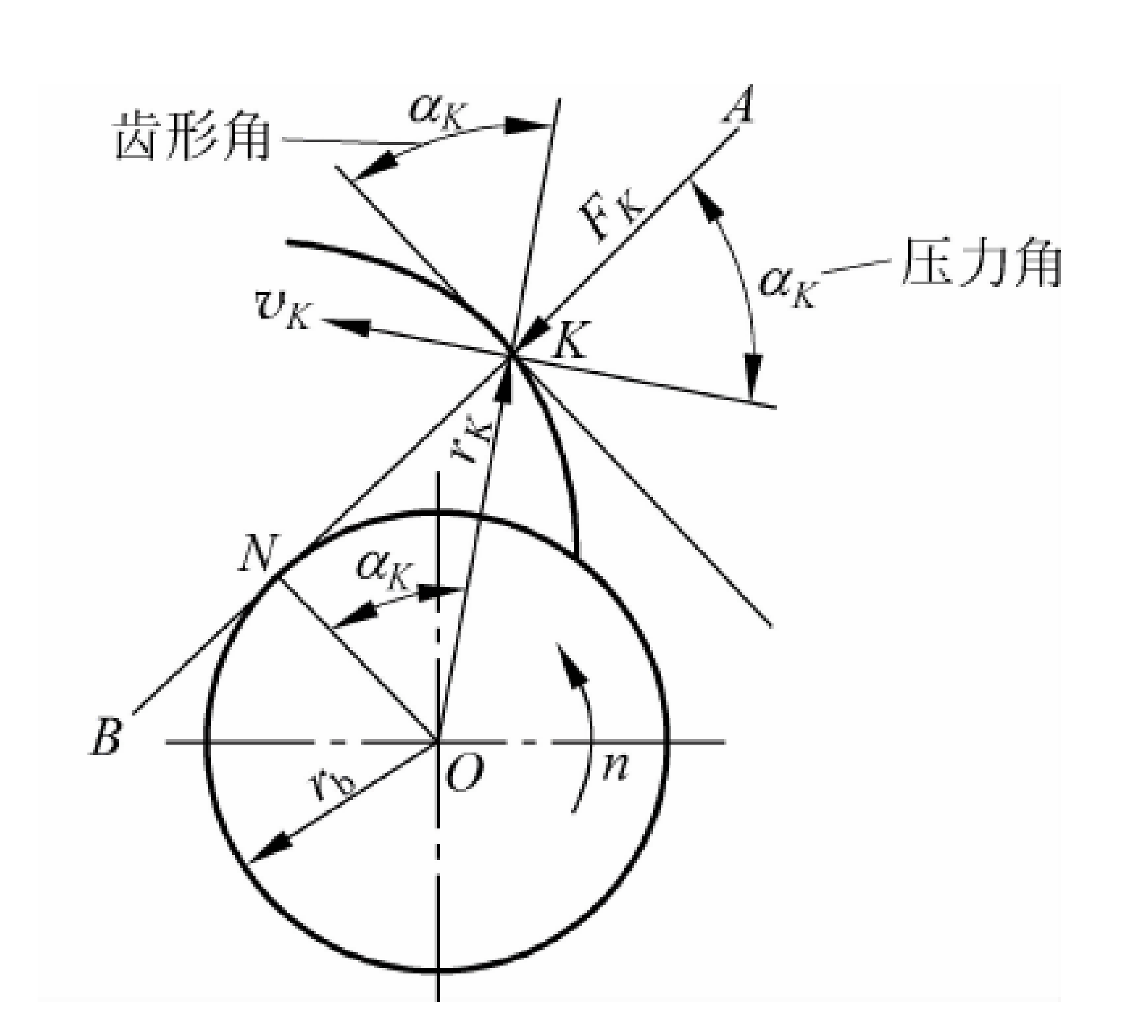


图 7-7　齿轮轮齿的齿形角与压力角的关系

对渐开线圆柱齿轮分度圆上齿形角的大小，可用下式表示：

$$\cos\alpha = \frac{r_b}{r} \tag{7-4}$$

式中：α ——分度圆上的齿形角，(°)；

r_b——基圆半径，mm；

r——分度圆半径，mm。

分度圆上齿形角的大小对轮齿的形状有影响(见图 7-8)。由式(7-4)可以看出，在分度圆半径不变的情况下，当齿形角 $\alpha<20°$时，基圆半径增大，齿顶变宽，齿根变瘦，轮齿的承载能力降低；当齿形角 $\alpha>20°$时，基圆半径减小，齿顶变尖，齿根变厚，轮齿的承载能力增大，但传动较费力；故我国标准规定齿形角 $\alpha=20°$，齿形恰当，适用于多数机械传动。

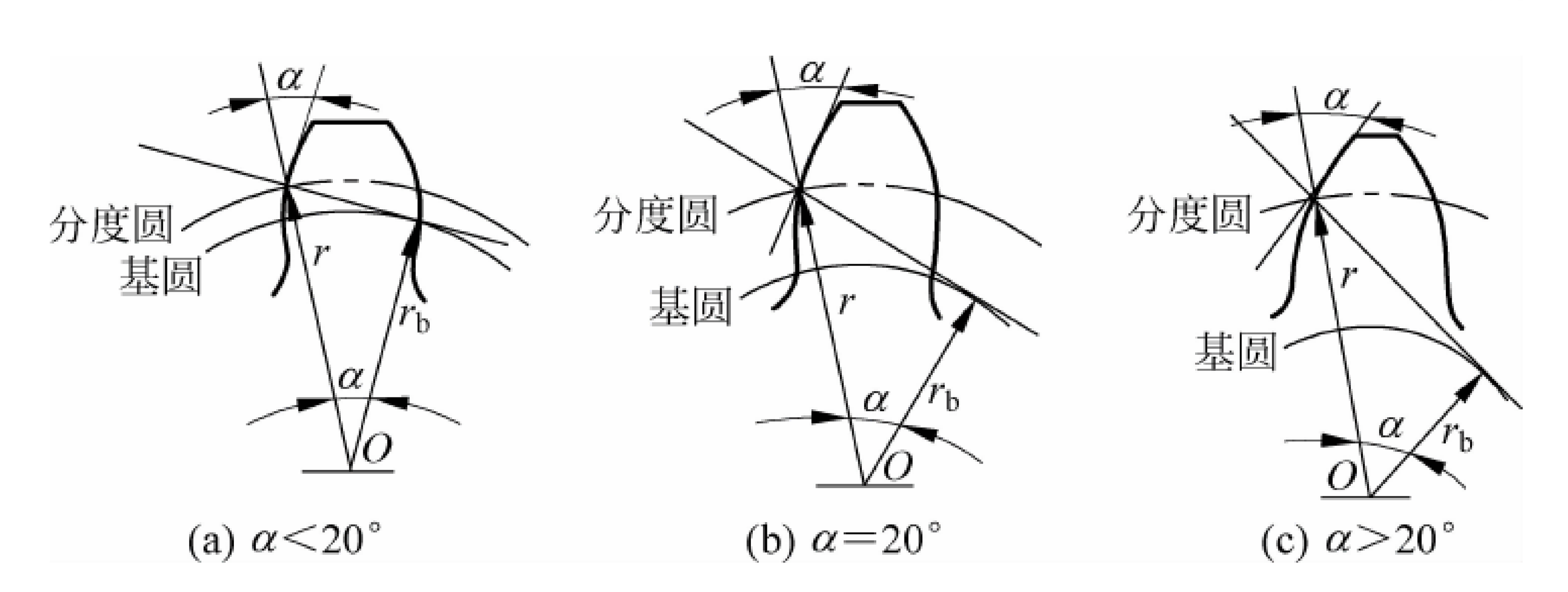


图 7-8　分度圆上齿形角的大小对轮齿形状的影响

(4) 齿顶高系数 h_a^*

齿顶高与模数的比值称为齿顶高系数，用 h_a^* 表示，即

$$h_a^* = \frac{h_a}{m} \tag{7-5}$$

标准直齿圆柱外齿轮的齿顶高系数 $h_a^*=1$。

(5) 顶隙系数 c^*

当一对齿轮啮合时，为使一个齿轮的齿顶面不与另一个齿轮的齿槽底面相抵触，轮齿的齿根高应大于齿顶高，以保证两齿轮啮合时，一齿轮的齿顶与另一个齿轮的槽底间有一定的径向间隙，称为顶隙。顶隙在齿轮的齿根圆柱面与配对的齿轮的齿顶圆柱面之间的连心线

上量度，用 c 表示。

顶隙与模数之比称为顶隙系数，用 c^* 表示，即

$$c = c^* m$$

所以

$$h_f = h_a + c = (h_a^* + c^*)m \tag{7-6}$$

标准直齿圆柱外齿轮的顶隙系数 $c^* = 0.25$。

顶隙还可以储存润滑油，以利于齿面的润滑。

3. 标准直齿圆柱齿轮几何尺寸的计算

采用标准模数 m、齿形角 $\alpha = 20°$、齿顶高系数 $h_a^* = 1$、顶隙系数 $c^* = 0.25$、端面齿厚 s 等于端面齿槽宽 e 的渐开线直齿圆柱外齿轮称为标准直齿圆柱外齿轮，简称标准直齿轮。

标准直齿圆柱齿轮几何要素的名称、代号和计算公式见表 7-3。

表 7-3　标准直齿圆柱齿轮几何要素的名称、代号和计算公式

名　称	代号	计 算 公 式
齿形角	α	标准齿轮为 20°
齿数	z	通过传动比计算确定
模数	m	通过计算或结构设计确定
齿厚	s	$s = p/2 = \pi m/2$
齿槽宽	e	$e = p/2 = \pi m/2$
齿距	p	$p = \pi m$
基圆齿距	p_b	$p_b = p\cos\alpha = \pi m\cos\alpha$
齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m = m$
齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*)m = 1.25m$
齿高	h	$h = h_a + h_f = 2.25m$
分度圆直径	d	$d = mz$
齿顶圆直径	d_a	$d_a = d + 2h_a = m(z+2)$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2h_f = m(z-2.5)$
基圆直径	d_b	$d_b = d\cos\alpha$
标准中心距	a	$a = (d_1 + d_2)/2 = m(z_1 + z_2)/2$

7.3　渐开线标准直齿轮的啮合传动

7.3.1　渐开线标准齿轮正确啮合的条件

一对齿轮能连续顺利地传动，需要各对轮齿依次正确啮合互不干涉。为保证传动时不出现因两齿廓局部重叠或侧隙过大而引起的卡死或冲击现象，必须使两轮的基圆齿距相等，即

$$p_{b1} = p_{b2}$$

由 $p_b = \dfrac{2\pi r_b}{z} = \dfrac{2\pi r}{z}\cos\alpha$，得

$$p_b = p\cos\alpha = \pi m\cos\alpha$$

若 $p_{b1}=p_{b2}$，即

$$\pi m_1\cos\alpha_1=\pi m_2\cos\alpha_2$$

必须

$$m_1\cos\alpha_1=m_2\cos\alpha_2$$

由于模数 m 和齿形角 α 均已标准化，所以渐开线标准直齿轮的正确啮合条件是：

(1) 两齿轮的模数必须相等；

(2) 两齿轮分度圆上的齿形角必须相等。即

$$m_1=m_2,\quad \alpha_1=\alpha_2$$

7.3.2 渐开线齿轮连续传动的条件

为了齿轮副连续顺利地传动，还必须保证在前一对轮齿尚未结束啮合，后继的一对轮齿已进入啮合状态。如图 7-9 所示，主动齿轮 O_1 推动从动齿轮 O_2 回转时，每一对轮齿从 B 点开始啮合，传动过程中啮合点沿着啮合线 N_1N_2 移动，到 B' 点啮合终止，而当前一对轮齿回转到啮合点 K 时，后继的一对轮齿已在 B 点开始啮合，因此在 KB' 段两对轮齿同时处于啮合状态，从而保证了传动的连续性。

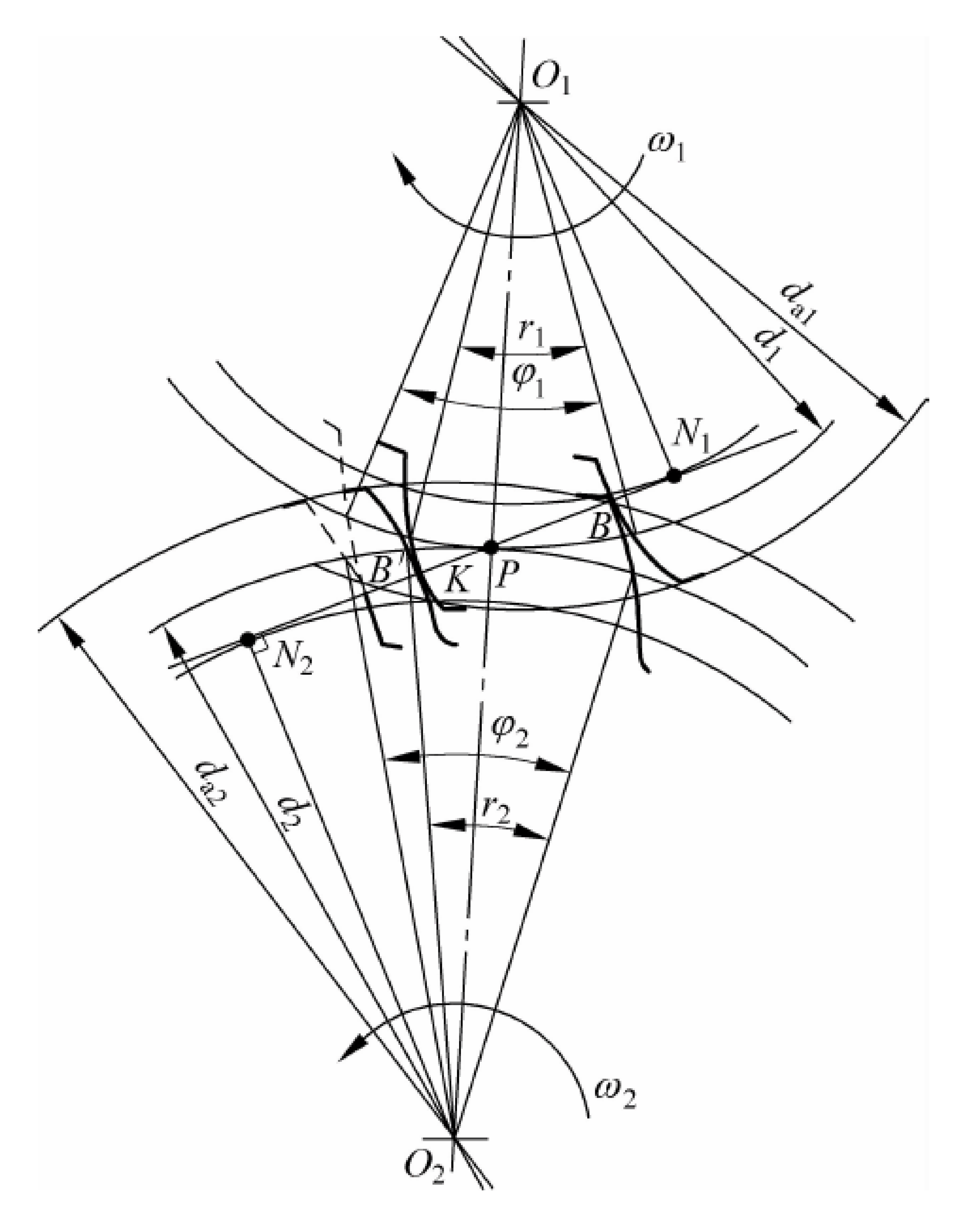


图 7-9 连续传动条件

在啮合过程中，齿轮的一个齿面从啮合开始到啮合终止所转过的分度圆弧长叫作总作用弧。总作用弧所对的圆心角称为总作用角，用 φ_y 表示。整个圆周(以角单位表示)与齿数的比值，称为齿距角，用 τ 表示。对于圆柱齿轮，齿距角也就是端面齿距所对的圆心角，即

$$\tau=\frac{2\pi}{z}(\text{弧度})\quad 或\quad \tau=\frac{360^\circ}{z}$$

总作用角与齿距角的比值，称为总重合度，用 ε_y 表示。对于直齿圆柱齿轮，总作用角、总重合度可简称为作用角 φ、重合度 ε，可得

$$\varepsilon = \frac{\varphi}{\tau}$$

理论上，当重合度 $\varepsilon=1$ 时，齿轮副即能连续传动，也就是说，前一对轮齿啮合终止的瞬间，后继的一对轮齿正好开始啮合。但由于制造、安装误差的影响，实际上必须使 $\varepsilon>1$，才能可靠地保证传动的连续性。重合度 ε 越大，传动越平稳。对于一般齿轮传动，连续传动的条件是 $\varepsilon \geqslant 1.2$。对直齿圆柱齿轮来说，$1<\varepsilon<2$。标准齿轮传动均能满足上述条件。应注意，中心距分离时，重合度会降低。

7.3.3　渐开线齿轮的标准安装

一对齿轮在安装时，为避免齿轮反转时出现空程和发生冲击，理论上要求齿廓间没有侧向间隙。因为标准齿轮分度圆上的齿厚等于齿槽宽，故在无侧隙的正确安装时，应使两轮的分度圆相切。这种安装称为标准安装，其中心距称为标准中心距，用 a 表示，显然

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

式中：d_1，d_2——两轮的分度圆直径，mm；

z_1，z_2——两轮齿数。

7.4　渐开线齿轮的切削加工方法

齿轮轮齿的加工方法很多，除铸造、冲压、热轧、模锻、粉末冶金等方法外，常用的方法为切削加工。齿轮轮齿的切削加工就齿形形成的原理，可分为仿形法和范成法两种。

7.4.1　仿形法

仿形法是利用与齿廓曲线相同的成形刀具在机床上直接切除齿槽加工出齿形的加工方法。通常在普通铣床上用盘状或指状铣刀，辅以分度头进行加工。图 7-10(a)所示为在卧式铣床上用盘状铣刀进行铣齿，图 7-10(b)所示为在立式铣床上用指状铣刀进行铣齿。由于铣齿是逐齿进行加工的，每铣完一个齿槽后，需转动分度头将齿坯转过一个齿，生产效率低，且分度的累积误差大，加工后的齿轮精度不高。因此，铣齿加工主要用于单件修配。

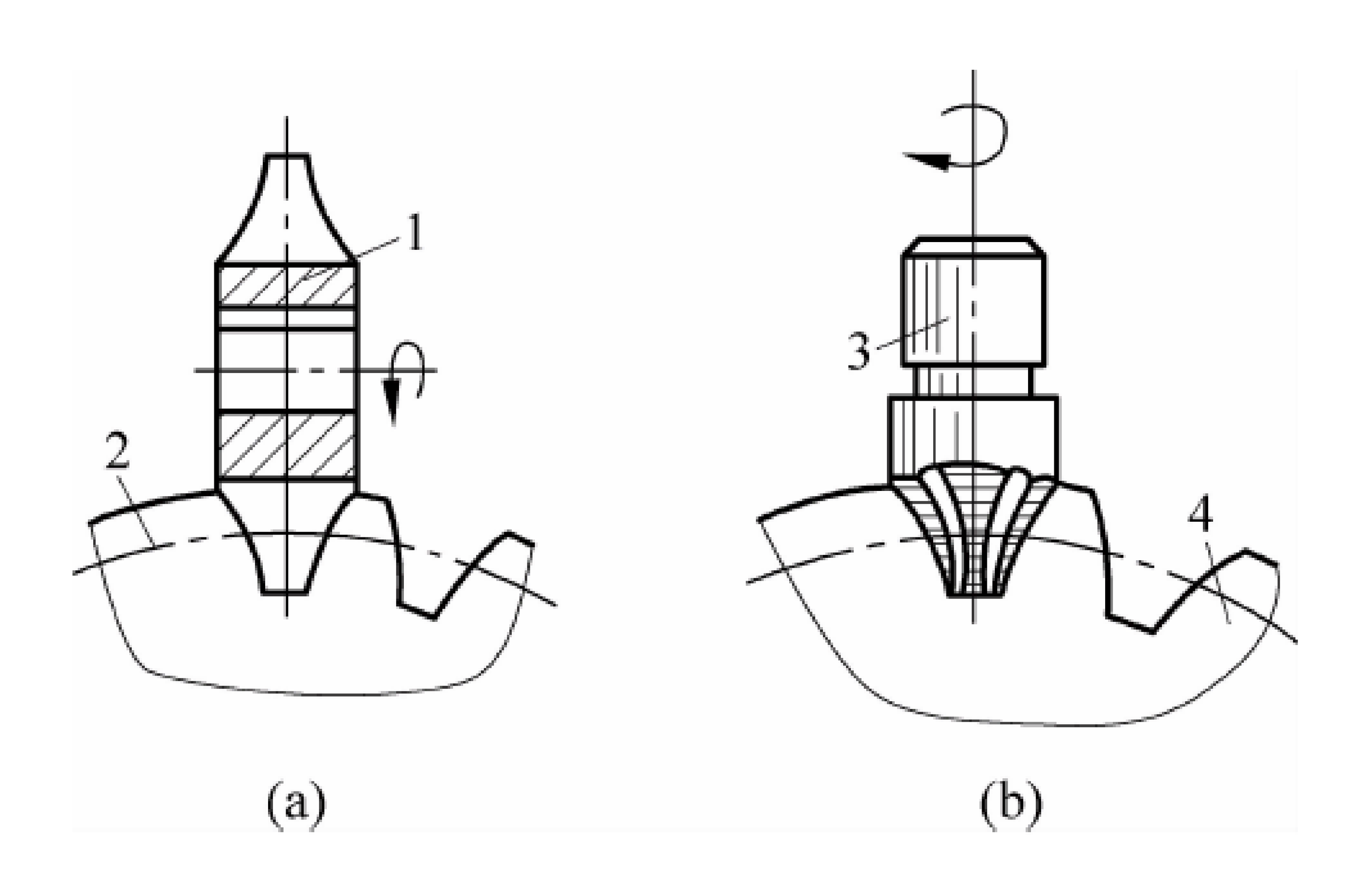


图 7-10　仿形法加工齿轮

1—盘状铣刀；2，4—齿坯；3—指状铣刀

7.4.2 范成法

范成法是利用一对齿轮(或齿轮与齿条)啮合时其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿的。常用的加工方法有滚齿、插齿、剃齿、珩齿和磨齿等。图 7-11(a)所示为用齿轮滚刀滚制齿轮轮齿。齿轮滚刀为齿条形刀具,其轴平面的齿廓形状与齿条相同。齿轮滚刀与被加工齿坯作齿轮齿条的啮合运动,并使滚刀沿齿坯轴线方向进给,从而切出齿形。图 7-11(b)所示为用齿轮插刀插制齿轮轮齿。插齿刀为齿轮形刀具,由机床保证插齿刀与齿坯作齿轮啮合运动,同时插齿刀不断沿齿坯轴线方向进行往复切削运动,使齿坯被切制成与插齿刀具相啮合的齿轮。

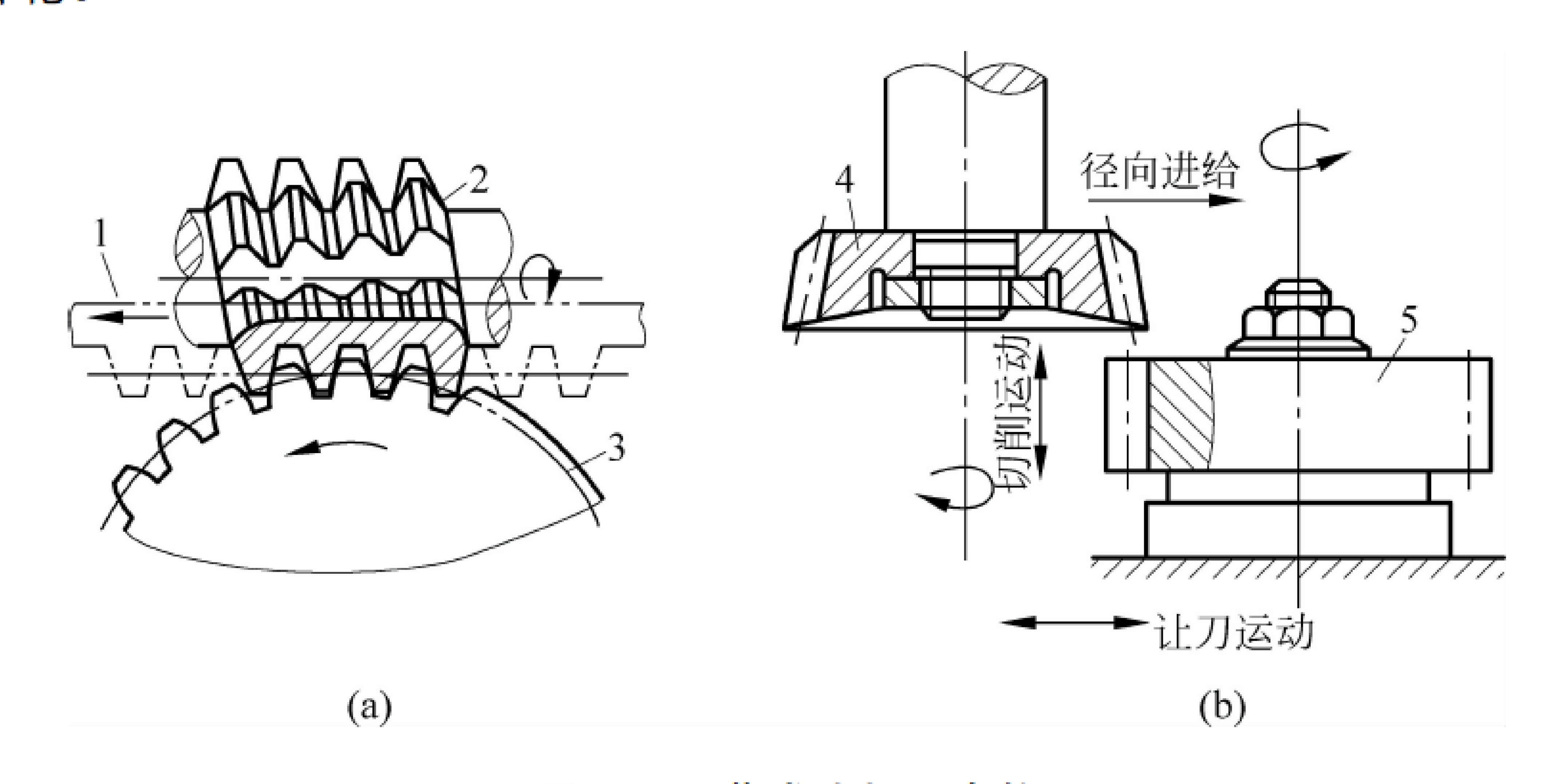


图 7-11 范成法加工齿轮

1—假想齿条形刀具;2—齿轮滚刀;3,5—齿坯;4—插齿刀

用范成法加工齿轮时,模数和齿形角相同而齿数不同的齿轮可以使用同一把刀具加工,且齿轮加工精度与生产效率均较高,但必须在专用的齿轮加工机床上加工。范成法加工主要用于成批、大量生产。

7.5 齿轮的根切现象与最少齿数

7.5.1 渐开线齿轮的根切现象

用范成法切削加工渐开线齿轮时,如果被加工齿轮的齿数太少,会出现齿轮刀具的顶部切入到轮齿的根部,使齿根部分渐开线齿廓被切去一部分的现象(如图 7-12 所示)称为齿轮的根切。显然,齿轮轮齿根切会使齿根部位变窄,这不仅使轮齿强度削弱,还会使齿轮传动时的重合度 ε 减小,影响齿轮传动的平稳性。因此,在加工制造齿轮时,应避免根切现象。

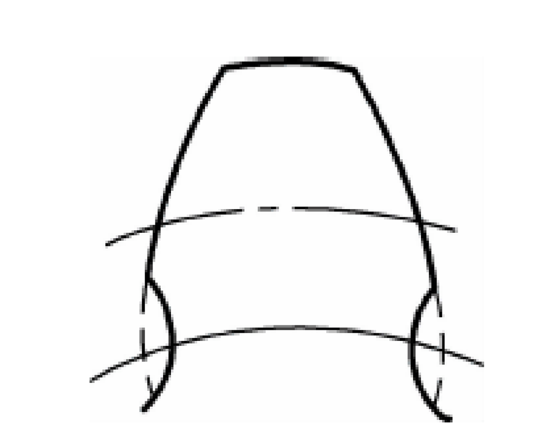


图 7-12 齿轮的根切现象

7.5.2 渐开线标准齿轮的最少齿数

当用齿条插刀或齿轮滚刀加工标准直齿轮时,不产生根切现象的极限齿数称为最少齿数,用 z_{min} 表示。图 7-13 所示为齿条插刀加工标准外齿轮的情况,齿条插刀的分度线

与齿轮的分度圆相切。要使被切齿轮不产生根切，刀具的齿顶线不超过极限点 N，即 $PB \leqslant PN$。

在用齿条刀具切制标准齿轮时，线段 PB 取决于刀具的定值。由图 7-13 可知

$$PB = \frac{h_a^* m}{\sin\alpha}$$

而线段 PN 则取决于被加工齿轮的分度圆（或齿数 z）。设被加工齿轮的分度圆半径 $r = OP$，则由△OPN 可知

$$PN = OP\sin\alpha = r\sin\alpha = \frac{mz}{2}\sin\alpha$$

因此，不发生根切的几何条件 $PB \leqslant PN$ 可以表示为

$$\frac{h_a^* m}{\sin\alpha} \leqslant \frac{mz}{2}\sin\alpha$$

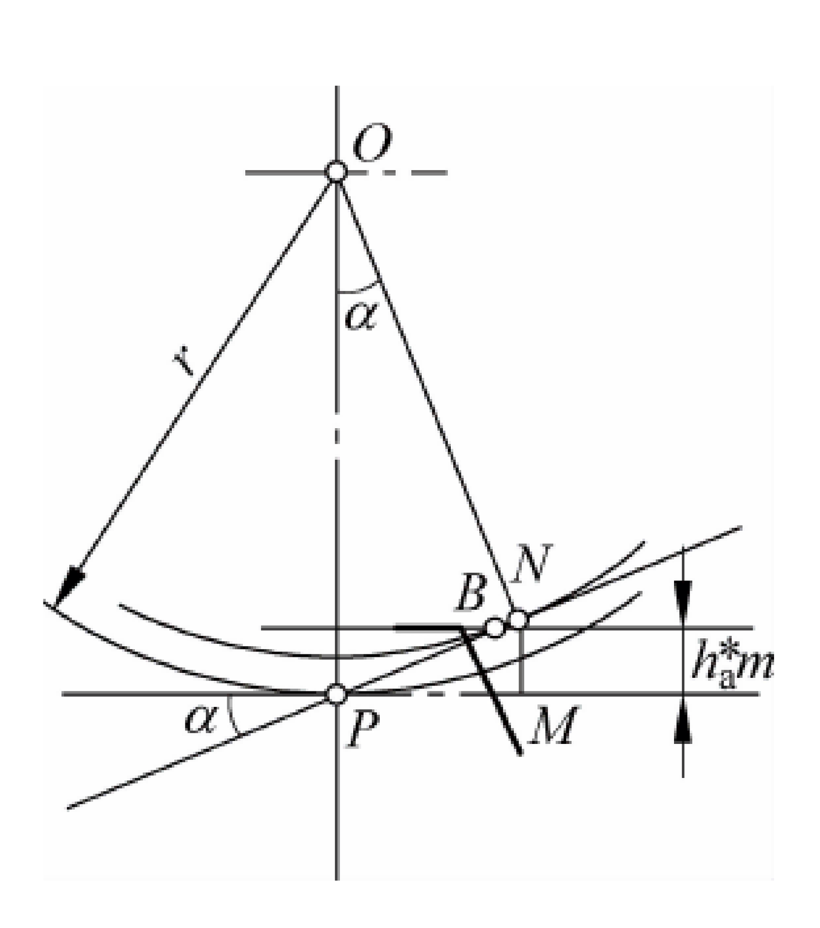


图 7-13　避免根切的条件

由此得知标准齿轮不产生根切时的齿数 z 要满足

$$z \geqslant \frac{2h_a^*}{\sin^2\alpha}$$

其最少齿数则为

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2\alpha}$$

当 $\alpha = 20°$、$h_a^* = 1$ 时，$z_{\min} = 17$；当 $\alpha = 20°$、$h_a^* = 0.8$ 时，$z_{\min} = 14$。

7.6　齿轮的失效形式及材料选择

7.6.1　齿轮的失效形式

齿轮传动过程中，若轮齿发生折断、齿面损坏等现象，则齿轮失去了正常的工作能力，称为失效。齿轮传动的失效主要是轮齿的失效。常见的齿轮失效形式有齿面点蚀、齿面磨损、齿面胶合、齿面塑变和轮齿折断等。

1. 齿面点蚀

齿面点蚀是齿面疲劳损伤的现象之一。齿轮传动时，两轮齿在理论上是线接触，而由于弹性变形的原因，实际上是很小的面接触，表面会产生很大的接触应力，且接触应力按一定规律变化。当循环次数超过某一限度时，轮齿表面会产生细微的疲劳裂纹，裂纹逐渐扩展，使表层上的小块金属剥落，形成麻点和斑坑，这种现象称为齿面的疲劳点蚀，如图 7-14 所示。发生点蚀后，轮齿工作面被损坏，造成传动的不平稳和产生噪声。

齿面点蚀是润滑良好的闭式齿轮传动中轮齿失效的主要形式之一。在开式齿轮传动中，由于齿面磨损较快，点蚀还来不及出现或扩展即被磨掉，所以一般看不到点蚀现象。

为防止点蚀，设计时应合理选用齿轮参数，选择合适的材料及提高齿面硬度，减小表面粗糙度值，选用黏度高的润滑油并采用适当的添加剂，以提高轮齿抗点蚀的能力。

2. 齿面磨损

齿轮在传动过程中，接触的两齿面产生一定的相对滑动，也即产生滑动摩擦，使齿面发

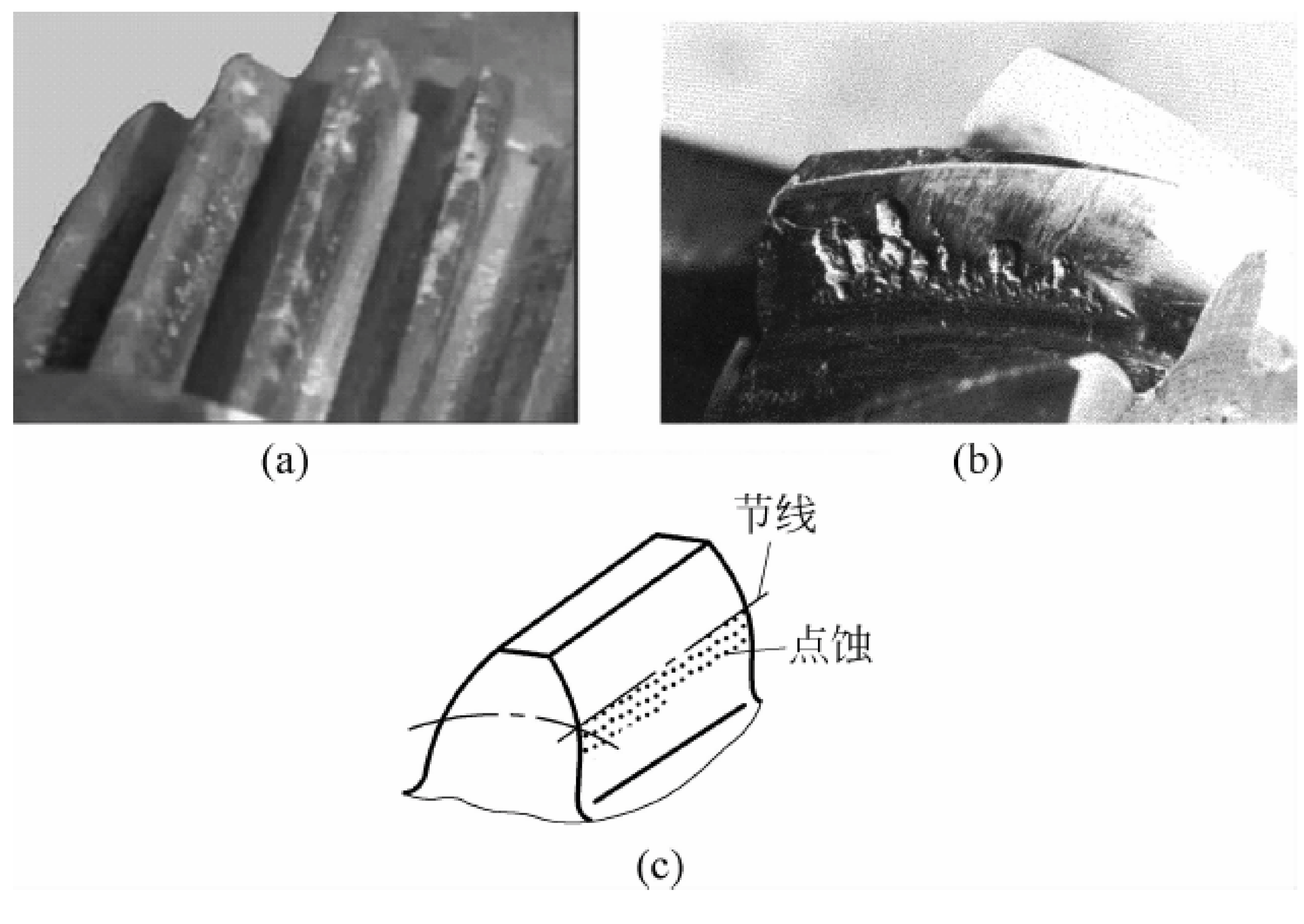


图 7-14　齿面点蚀

生磨损。磨损速度符合规定的设计期限，磨损量在规定范围内视为正常磨损。当齿面磨损严重时，轮齿就失去了准确的渐开线齿廓形状，引起传动的不平稳和冲击。此外，轮齿磨损后，厚度变薄也可能导致轮齿折断。

对于开式齿轮传动，润滑条件不好，又有硬质颗粒等杂物落入轮齿的工作表面，会加剧齿面磨损，所以齿面磨损是开式齿轮传动的主要失效形式，如图 7-15 所示。

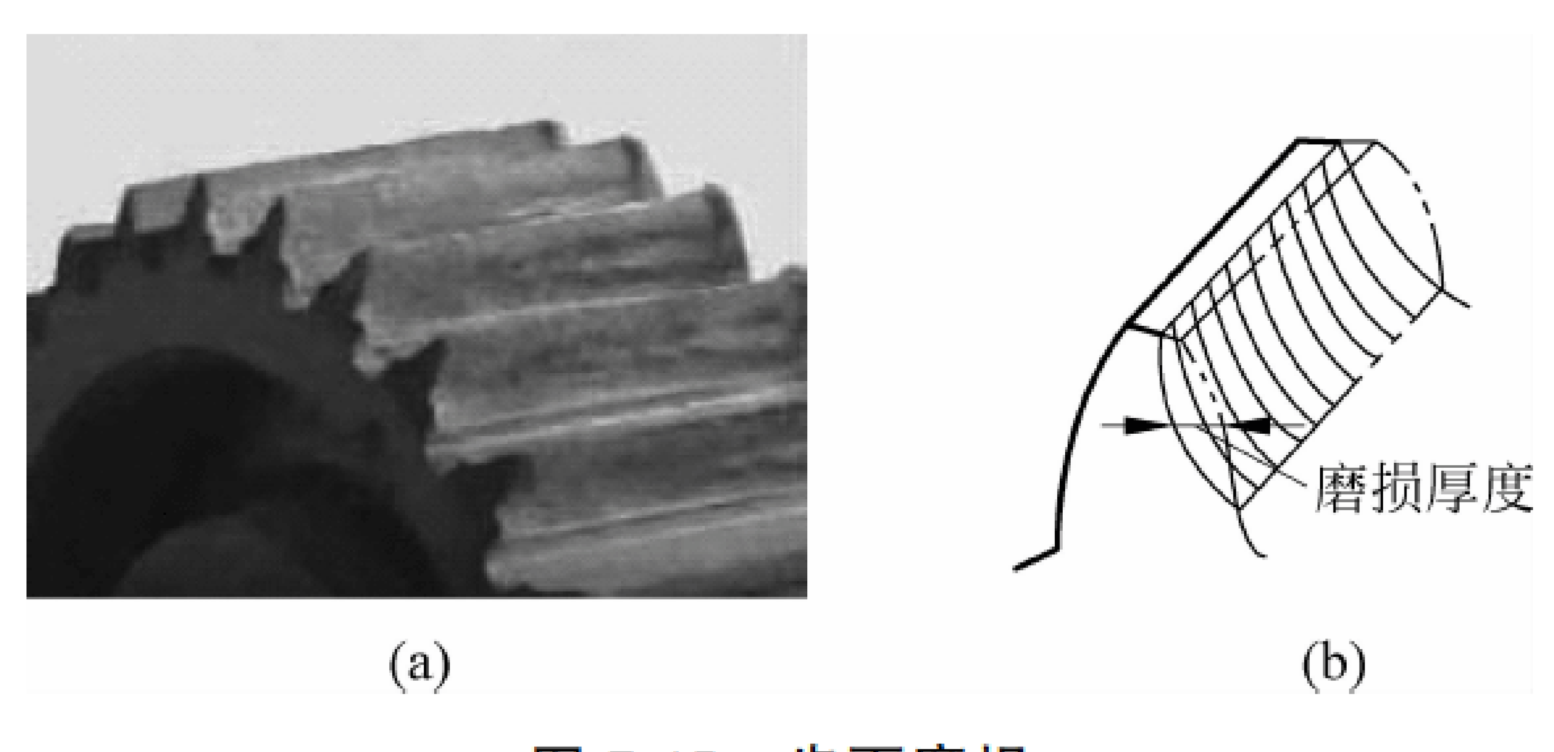


图 7-15　齿面磨损

减少齿面磨损的主要措施有：提高齿面硬度，减小表面粗糙度值，两齿轮采用合适的材料组合，改善润滑条件和工作条件(如采用闭式传动)等。

3. 齿面胶合

齿轮轮齿在很大压力下，齿面上的润滑油被挤走，两齿面金属直接接触，局部产生瞬时高温，相啮合的两齿面就会发生粘焊现象。随着齿面的相对滑动，粘焊处即被撕脱，在齿面上就形成沿相对滑动方向的沟痕，这种现象称为齿面胶合。发生胶合后，齿面被破坏，引起强烈的磨损和发热，使齿轮失效，如图 7-16 所示。

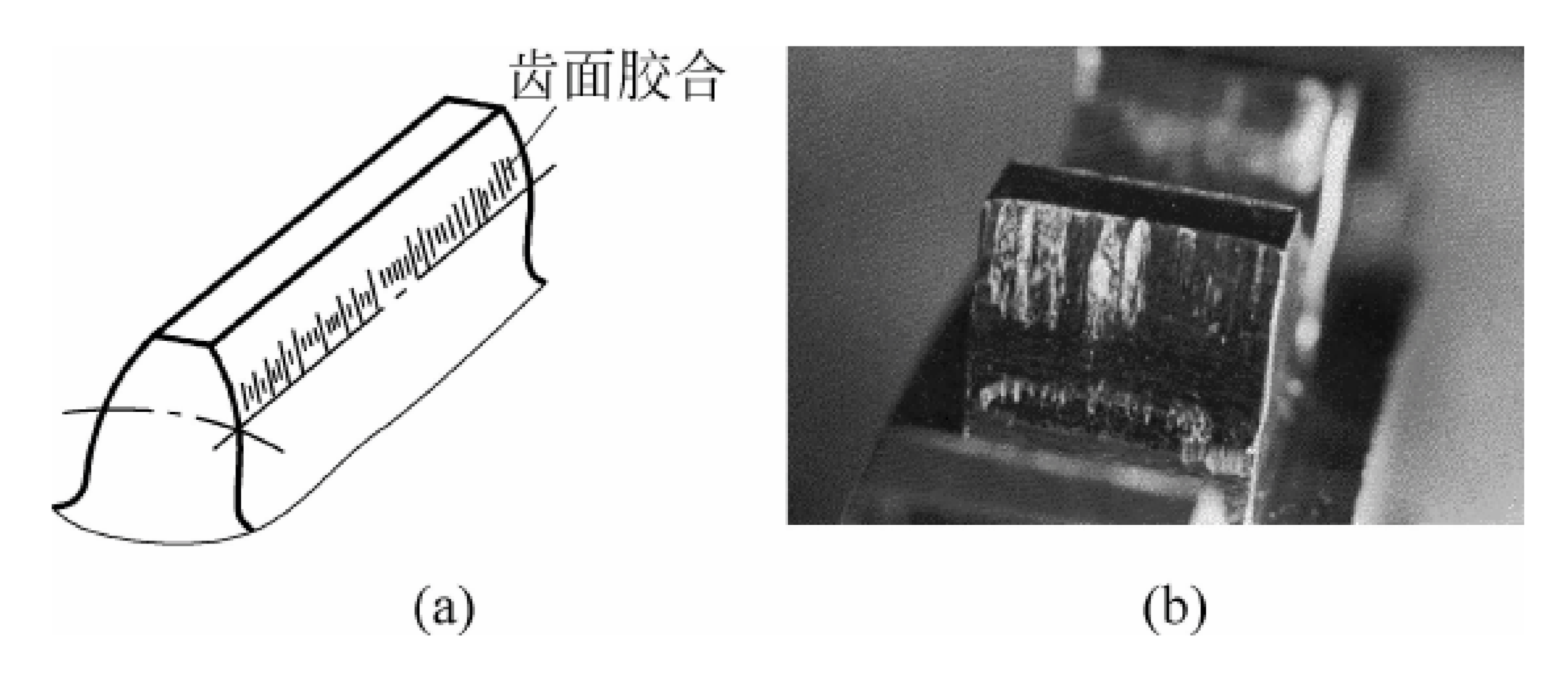


图 7-16　齿面胶合

对于高速和低速重载的齿轮传动，容易发生齿面胶合。

防止齿面胶合的方法有：选择特殊的高黏度的润滑油或者在油中加入抗胶合的添加剂，选用不同的材料使两轮不易粘连，提高齿面硬度，降低表面粗糙度，改善冷却条件等。

4. 齿面塑变

当齿轮的齿面较软时，在重载情况下，可能使表层金属沿着摩擦力方向发生局部塑性流动，出现塑性变形。发生塑性变形后，主动齿轮沿着节线形成凹沟，而从动齿轮沿着节线形成凸棱。若整个轮齿发生永久性变形，则齿轮传动丧失工作能力，如图 7-17 所示。

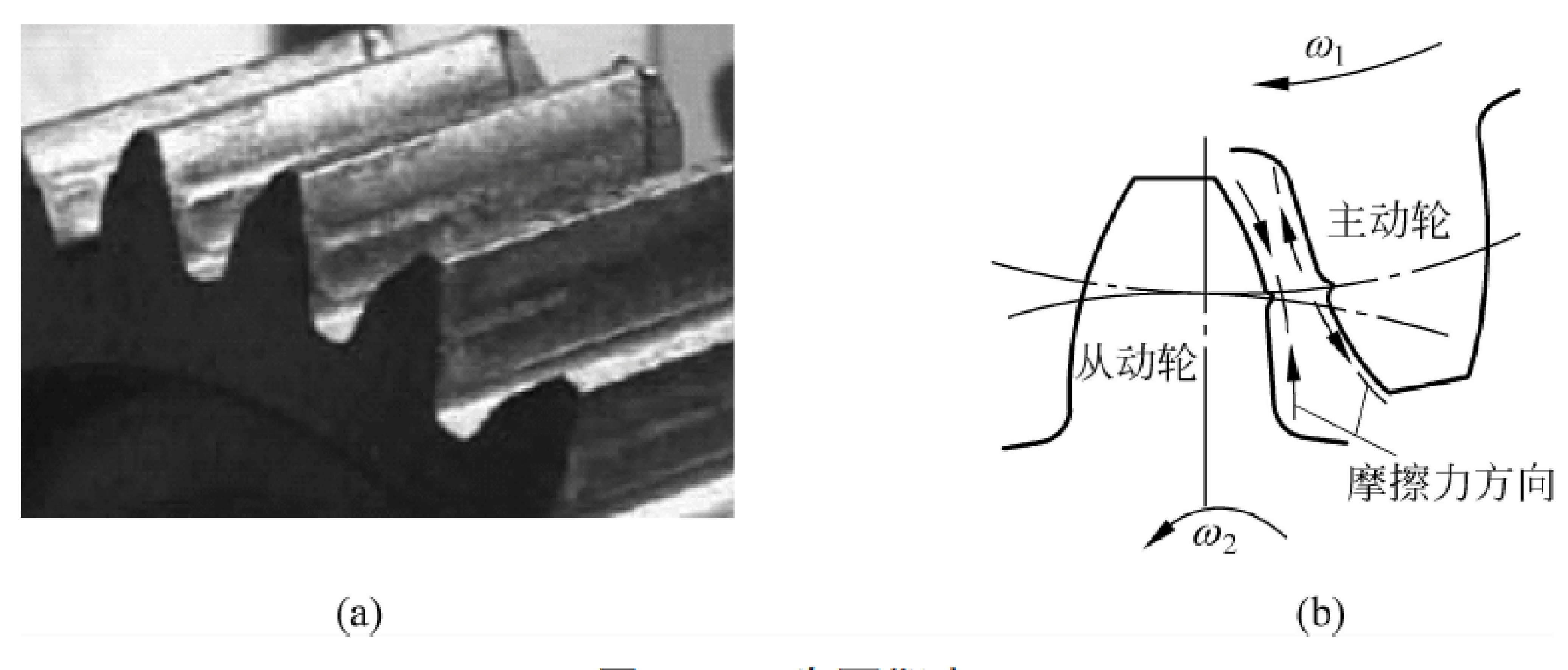


图 7-17　齿面塑变

防止塑性变形的主要措施有：提高齿面硬度，选用黏度高的润滑油，尽量避免频繁启动和过载。

5. 轮齿折断

轮齿在传递动力时相当于一个悬臂梁，齿根处受力最大，在齿根部分容易发生轮齿折断，如图 7-18 所示。

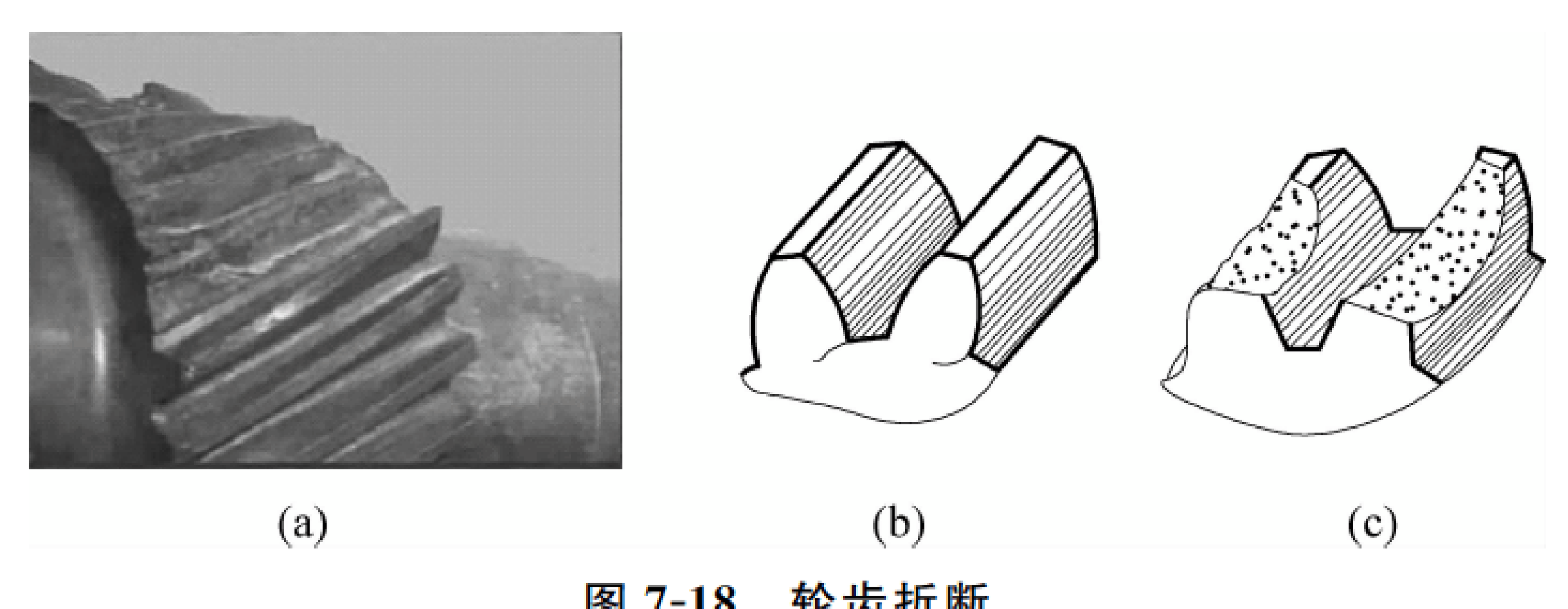


图 7-18　轮齿折断

轮齿折断的原因有两种：一种是受到严重冲击、短期过载而突然折断；另一种是轮齿长期工作后经过多次反复的弯曲，使齿根发生疲劳折断。轮齿折断常常是突然发生的，不但会使齿轮传动和机器不能工作，甚至会造成重大事故，所以应特别注意。

轮齿折断是开式齿轮传动和硬齿面闭式传动的主要失效形式之一。

防止轮齿折断的主要措施有：选择适当的模数和齿宽，采用合适的材料及热处理方法，减少齿根应力集中，齿根圆角不宜过小，应有一定要求的表面粗糙度，使齿根危险截面处的弯曲应力最大值不超过许用应力值。

7.6.2　齿轮的常用材料

对齿轮材料的基本要求是：齿面要硬，齿心要韧，同时还要考虑加工和热处理的工艺性

及经济性的要求。

制造齿轮的材料最常用的是各种钢材，其次是铸铁，此外还有非金属材料。

1. 锻钢

因为锻钢的强度高，韧性好，所以机器中大多数齿轮都采用锻钢，并进行各种热处理来改善机械性能。按齿面硬度的不同，可以分为两大类。

（1）齿面硬度≤HB350的软齿面齿轮

这类齿轮的常用材料为中碳优质钢或中碳合金钢，并经过正火或调质处理。由于一对啮合的齿轮中，小齿轮的轮齿工作次数较多，故设计传递动力的齿轮时，往往使小齿轮的齿面硬度比大齿轮的齿面硬度高出HB25～40。

（2）齿面硬度>HB350的硬齿面齿轮

这类齿轮的常用材料为中碳优质钢或中碳合金钢，并经过表面淬火处理，硬度可达HRC45～55。若采用低碳钢或低碳合金钢，则需要渗碳淬火，其硬度可达HRC56～62。热处理后需进行磨齿等精加工，对于内齿轮等不便于磨削的，可采用渗氮处理(采用这种方法，在处理过程中齿的变形较小)。硬齿面齿轮常用于高速、重载及精密机械，并要求齿轮有高强度、齿面有高硬度及高精度的场合。

2. 铸钢

当齿轮的尺寸较大(大于400～600mm)而不便于锻造时，可用铸造方法制成铸钢齿坯，再进行正火处理以消除铸件的残余内应力，并细化晶粒。

3. 铸铁

普通灰铸铁的强度低，耐磨性能、抗冲击性能差，故通常用于低速、轻载、无冲击、功率不大的场合。开式传动采用铸铁齿轮较多。球墨铸铁有较高的机械性能，有时被用来代替铸钢齿轮。

齿轮的常用材料及力学性能见表7-4。

表 7-4 齿轮的常用材料及其力学性能

材料	牌号	热处理	硬度	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服强度 σ_s/MPa	应用范围
优质碳素钢	45	正火	HB162～217	580	290	低速轻载
		调质	HB217～255	650	360	低速中载
		表面淬火	HRC40～50	750	450	高速中载或低速重载
	50	正火	HB180～220	620	320	低速轻载
合金钢	40Cr	调质	HB240～260	700	550	中速中载
		表面淬火	HRC48～55	900	650	高速中载，无剧烈冲击
	35SiMn	调质	HB217～269	750	470	高速中载，无剧烈冲击
		表面淬火	HRC45～55	—	—	
	20Cr	渗碳淬火	HRC56～62	650	400	高速中载，承受冲击
	20CrMnTi	渗碳淬火	HRC56～62	1100	850	
铸钢	ZG310—570	正火	HB163～197	570	310	中速、中载、大直径
	ZG340—640		HB179～207	640	340	

续表

材料	牌号	热处理	硬度	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服强度 σ_s/MPa	应用范围
球墨铸铁	QT600—3	正火	HB190～270	600	370	低、中速轻载，有小的冲击
	QT500—7		HB147～241	500	320	
灰铸铁	HT200		HB170～230	200	—	低速轻载、冲击很小
	HT300		HB187～235	300	—	

7.7　斜齿圆柱齿轮传动

7.7.1　斜齿圆柱齿轮齿廓的形成

在前面有关直齿轮的讨论中，只考虑了垂直于齿轮轴线的端面内的情况。而齿轮是有一定厚度的，所以直齿圆柱齿轮的齿廓应该是发生面在基圆柱上作纯滚动时，其上一条平行于基圆柱母线 CC 的直线 BB 所展出的一个渐开线曲面，称为渐开面，如图 7-19(a)所示。

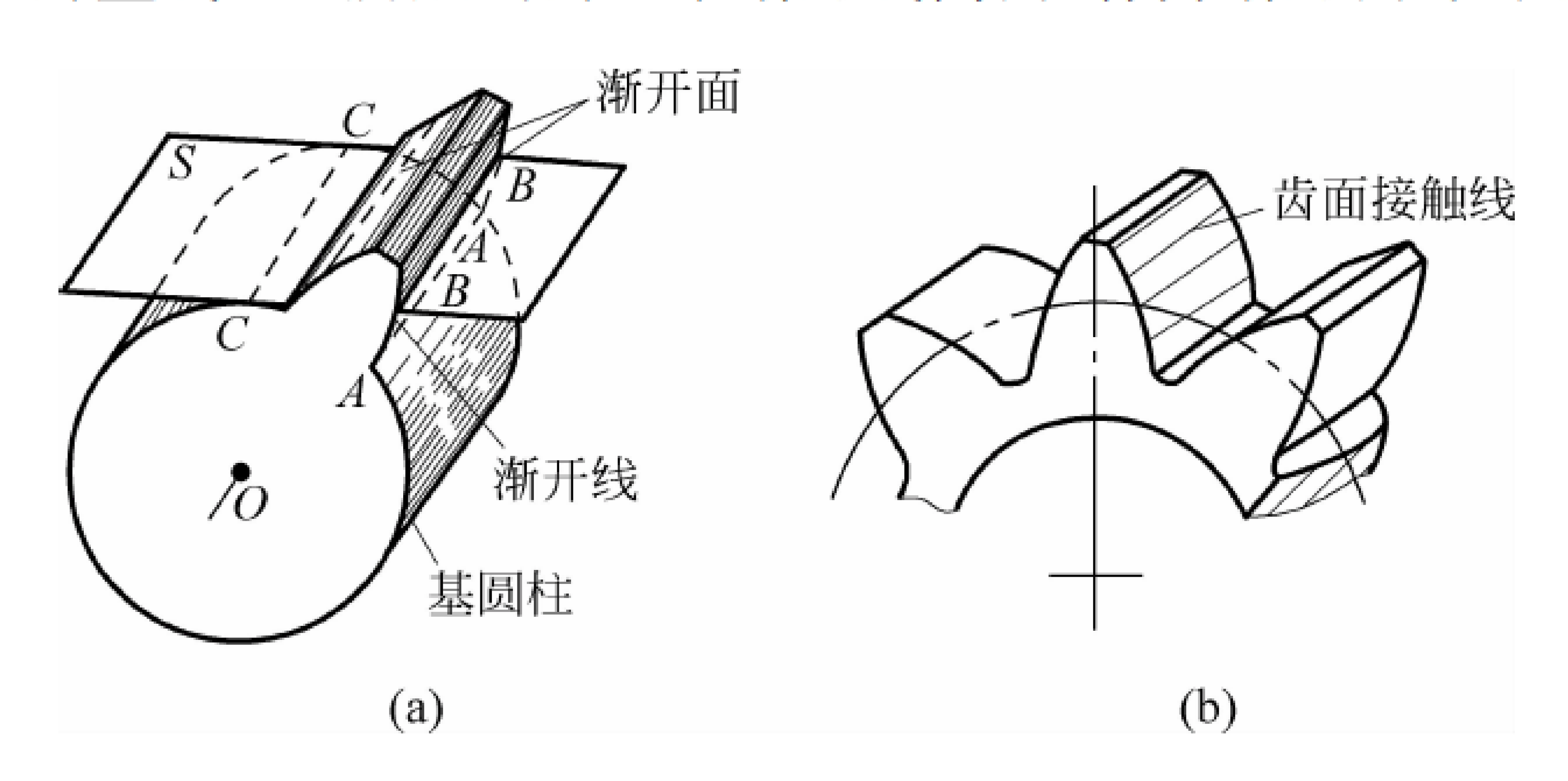


图 7-19　直齿轮齿廓的形成

斜齿圆柱齿轮齿面的形成原理与直齿圆柱齿轮相似，所不同的是形成渐开面的直线 BB 不再与基圆柱母线 CC 平行，而是相对于 CC 偏斜一个角度 β_b，如图 7-20(a)所示。当发生面沿基圆柱作纯滚动时，直线 BB 就展出一个螺旋形的渐开线曲面，称为渐开螺旋面，它就是斜齿圆柱齿轮的齿廓曲面。而 β_b 就是斜齿轮在基圆柱上的螺旋角。显然，β_b 越大，轮齿的齿向就越偏斜；而 $\beta_b=0$ 时，就成为直齿圆柱齿轮。因此，直齿轮是斜齿轮的一个特例。

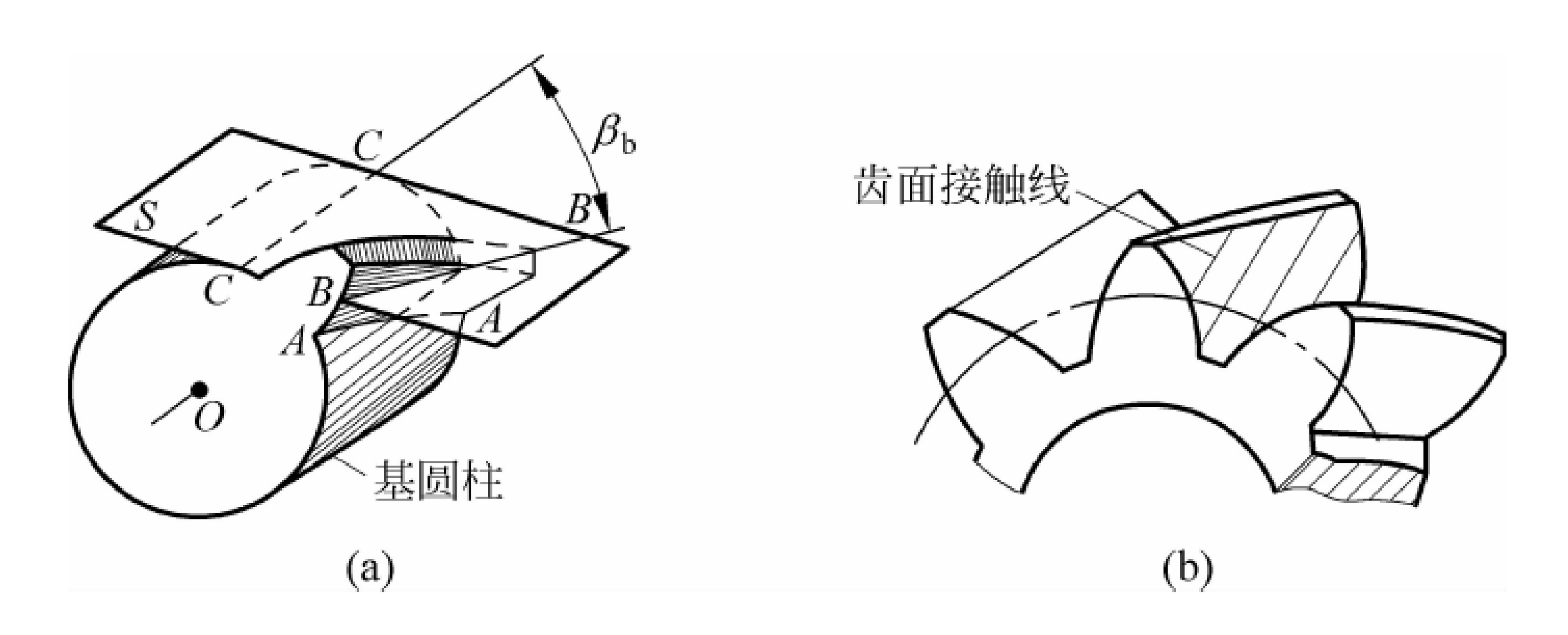


图 7-20　斜齿轮齿廓的形成

7.7.2 齿廓啮合的特点

1. 传动平稳，承载能力高

直齿圆柱齿轮啮合时，齿面上的接触线是一条平行于齿轮轴线的直线，轮齿是沿着整个齿宽同时进入啮合，同时脱离啮合的，因而轮齿上所受的载荷是突然加上和卸掉的。而斜齿圆柱齿轮啮合时，齿面上的接触线是倾斜的，接触线的长短是变化的，在开始啮合到脱离啮合过程中，接触线长度从零逐渐增大到最大值，然后由最大值逐渐缩小到零(见图 7-20(b))。另外，斜齿圆柱齿轮的啮合过程比直齿轮长，因此传动平稳，连续性好，承载能力高，适用于高速、大功率传动。

2. 传动时产生轴向力

斜齿圆柱齿轮由于轮齿倾斜，所以在传动中将产生轴向分力。在不考虑摩擦的情况下，作用在斜齿圆柱齿轮上的法向力 F_n 在过作用点的法平面内，F_n 在法平面内分解为径向力 F_r 和与之垂直的力 F'，F' 又可分解为圆周力 F_t 和轴向力 F_x，如图 7-21(a)所示。为了克服轴向力 F_x 对传动的影响，必须采用可承受轴向力的轴承。当载荷很大时，也可以采用人字齿轮传动，使两边产生的轴向力 F_x 相互抵消(见图 7-21(b))。但由于人字齿轮加工较困难，精度较低，主要用在重型机械的传动中。

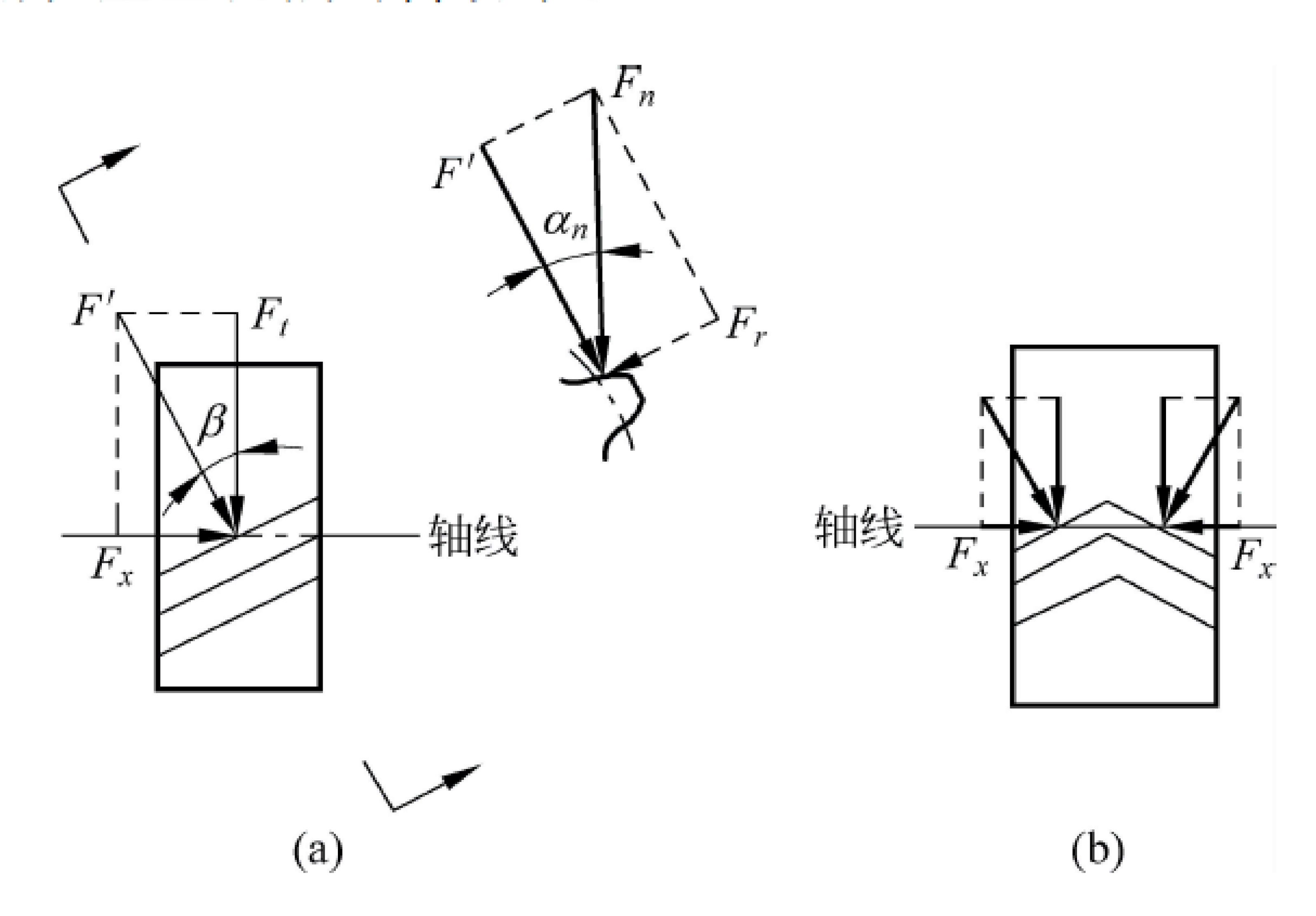


图 7-21 斜齿轮和人字齿轮的受力情况

3. 不能用作变速滑移齿轮

同样因为斜齿圆柱齿轮的轮齿是倾斜的，当齿轮沿着轴向滑动时，不能与另一轴上的斜齿轮正确啮合，因此不能用作变速滑移齿轮。

7.7.3 主要参数和几何尺寸

根据斜齿圆柱齿轮的形成原理可知，从端面上看，它的齿形也是渐开线，所以它与直齿圆柱齿轮有相同之处。因为斜齿圆柱齿轮的轮齿是倾斜的，所以它还有特殊之处。因此，就需要讨论斜齿圆柱齿轮在端面和法面内的两种情况。

端面是指垂直于齿轮轴线的平面，用 t 作标记；法面是指与轮齿齿线垂直的平面，用 n 作标记，如图 7-22 所示。

1. 螺旋角

因为在不同圆柱上有不同的螺旋角，通常用分度圆柱上的螺旋角 β（简称螺旋角）来表示轮齿的倾斜程度。一般设计中，取 $\beta=8^\circ\sim15^\circ$。对于人字齿轮，因轴向力可以抵消，故可取 $\beta=25^\circ\sim45^\circ$。此外，轮齿的旋向可以分为右旋和左旋。

斜齿轮旋向的判别方法为：将斜齿轮轴线竖直放置，面对齿轮，轮齿的方向从左向右上升者为右旋斜齿轮；反之，从右向左上升者为左旋斜齿轮（见图 7-23）。

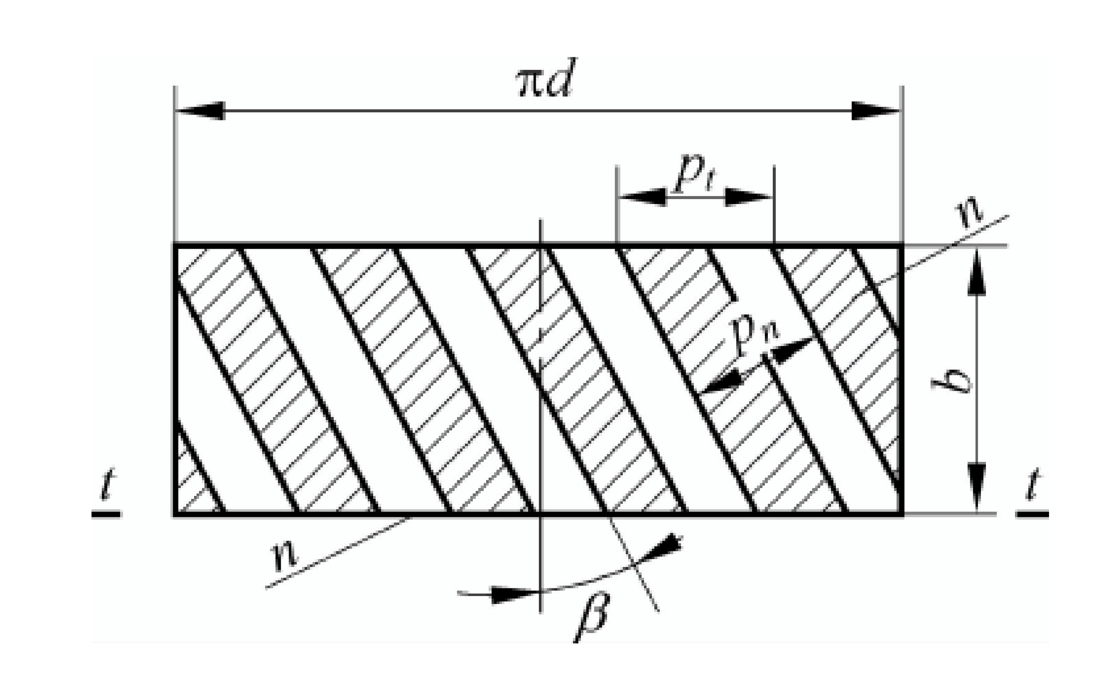


图 7-22　斜齿轮端面和法面的关系

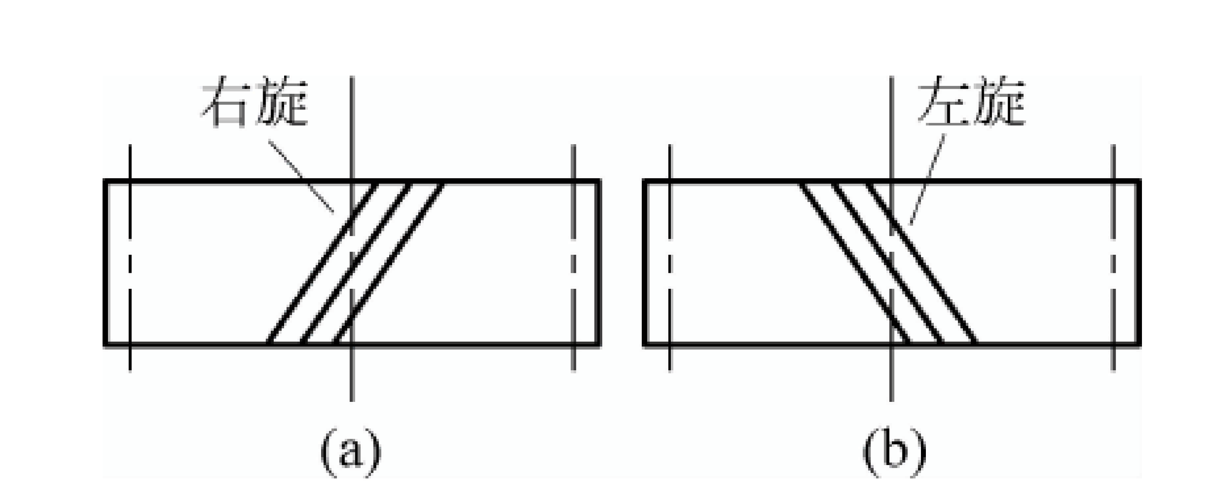


图 7-23　轮齿的旋向

2. 模数

将斜齿轮的分度圆柱展开，如图 7-22 所示。图中，p_t 为端面齿距，p_n 为法面齿距，β 为螺旋角，可得

$$p_n = p_t\cos\beta \tag{7-7}$$

根据模数的定义 $m=\frac{p}{\pi}$，得出法面模数 m_n 与端面模数 m_t 的关系为

$$m_n = m_t\cos\beta \tag{7-8}$$

用铣刀或滚刀切制斜齿轮时，刀具的进刀方向是垂直于轮齿的法面的，所以一般规定法面模数采用标准模数。

3. 齿形角

与模数类似，斜齿轮在分度圆上的齿形角也有两种，即法面齿形角 α_n 和端面齿形角 α_t，并规定法面齿形角 α_n 符合标准，即 $\alpha_n=20^\circ$。

4. 齿顶高系数和顶隙系数

齿顶高系数和顶隙系数也分别有端面和法面两种，因为法面上的参数符合标准值，所以规定，对于正常齿，取 $h_{an}^*=1$，$c_n^*=0.25$；对于短齿，取 $h_{an}^*=0.8$，$c_n^*=0.3$。

5. 斜齿轮的几何尺寸计算

斜齿轮的啮合在端面上相当于一对直齿轮的啮合，因此将斜齿轮的端面参数代入直齿轮的计算公式，就可得到斜齿轮的相应尺寸，见表 7-5。

表 7-5　标准斜齿圆柱齿轮几何要素的名称、代号、定义和计算公式

名称	代号	定　　义	计算公式
法向模数	m_n	法向齿距除以圆周率 π 所得的商	$m_n=p_n/\pi$，$m_n=m$（取标准值）
端面模数	m_t	端面齿距除以圆周率 π 所得的商	$m_t=p_t/\pi=m_n/\cos\beta$

续表

名称	代号	定　　义	计算公式
法向齿形角	α_n	法平面内，端面齿廓与分度圆交点处的齿形角	$\alpha_n=\alpha=20°$
端面齿形角	α_t	端平面内，端面齿廓与分度圆交点处的齿形角	$\tan\alpha_t=\tan\alpha_n/\cos\beta$
分度圆直径	d	分度圆柱面与分度圆的直径	$d=zm_t=zm_n/\cos\beta$
法向齿距	p_n	在分度圆柱面上，其齿线的法向螺旋线在两个相邻的同侧齿面之间的弧长	$p_n=\pi m_n$
端面齿距	p_t	两个相邻而同侧的端面齿廓之间的分度圆弧长	$P_t=P_n/\cos\beta$
齿顶高	h_a	与直齿圆柱齿轮同	$h_a=m_n$
齿根高	h_f		$h_f=1.25m_n$
齿高	h		$h=h_a+h_f=2.25m_n$
齿顶圆直径	d_a		$d_a=d+2h_a=m_n(z/\cos\beta+2)$
齿根圆直径	d_f		$d_f=d-2h_f=m_n(z/\cos\beta-2.5)$
螺旋角	β	分度圆螺旋线的切线与过切点的圆柱面直母线之间所夹的锐角	

7.7.4　正确啮合条件

要使一对斜齿轮能够正确啮合，除了像直齿轮那样必须保持模数和齿形角均分别相等外，还须考虑到螺旋角相匹配的问题。因此，一对斜齿圆柱齿轮的正确啮合条件为：

（1）两轮啮合处的轮齿倾斜方向应当一致，即螺旋线应相切，这就要求两轮螺旋角的大小相等。对于外啮合的斜齿轮，螺旋线的方向应相反，即 $\beta_1=-\beta_2$；对于内啮合的斜齿轮，螺旋线的方向应相同，即 $\beta_1=\beta_2$。

（2）两轮分度圆柱上的法面模数 m_n 和法面齿形角 α_n 均应分别相等，其端面模数 m_t 和端面齿形角 α_t 亦均分别相等。

7.8　直齿圆锥齿轮传动

前面讨论的圆柱齿轮，其轮齿分布在圆柱面上，而圆锥齿轮，其轮齿分布在圆锥面上，这就是圆锥齿轮和圆柱齿轮的主要不同之处。圆锥齿轮的轮齿有直齿、斜齿和曲齿 3 种，其中，直齿圆锥齿轮应用较广泛。

一对相互啮合的圆锥齿轮传动，就相当于一对作纯滚动的圆锥摩擦轮传动，该摩擦轮的圆锥称为节圆锥。与圆柱齿轮相类似，圆锥齿轮也有分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥和基圆锥。一对标准直齿圆锥齿轮传动时，两轮的节圆锥与其分度圆锥相重合。

7.8.1　直齿圆锥齿轮的特点和应用

直齿圆锥齿轮应用于两轴相交时的传动，两轴的交角可以是任意的，但在一般机械上，

大多采用两轴互相垂直的直齿圆锥齿轮传动，如图 7-24 所示。轮齿分布在圆锥面上，齿槽在大端处宽而深，在小端处窄而浅，轮齿从大端逐渐向锥顶缩小；在其母线垂直于分度圆锥的背锥(通常为锥齿轮轮齿的大端端面)的展开面上，齿廓曲线为渐开线。

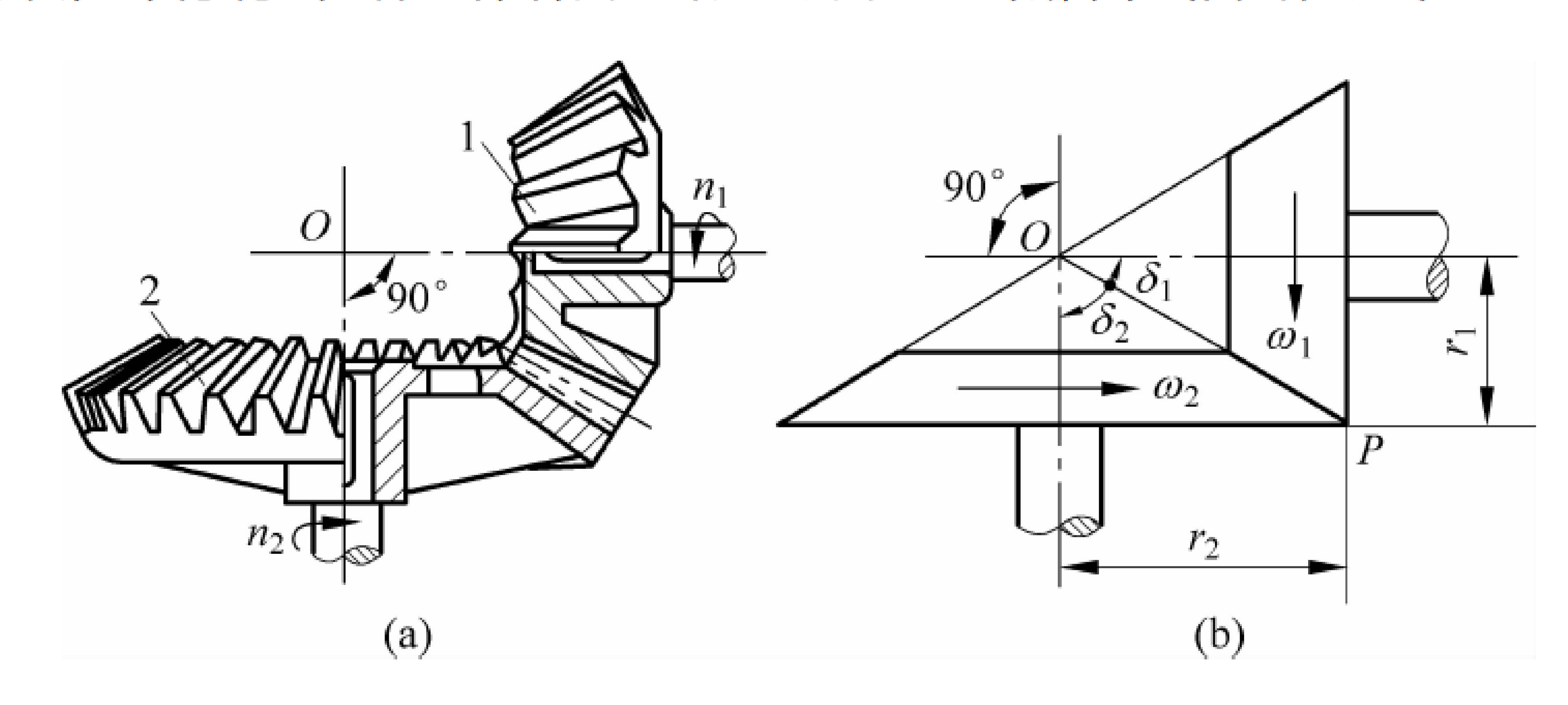


图 7-24　直齿圆锥齿轮传动

1,2—直齿圆锥齿轮

直齿圆锥齿轮制造容易，成本低；对安装误差和变形很敏感，为减少载荷集中可制造成鼓形齿；承载能力低，噪声大。多用于低速、轻载而稳定的传动，一般速度 $v \leqslant 5\text{m/s}$；对于大型锥齿轮，当用仿形法加工时，$v \leqslant 2\text{m/s}$；磨削加工的锥齿轮，$v \leqslant 75\text{m/s}$。

直齿圆锥齿轮按齿高形式，有不等顶隙收缩齿和等顶隙收缩齿两种。图 7-25(a)所示为不等顶隙收缩齿，也称正常收缩齿，其顶锥、根锥和分锥的顶点相重合。不等顶隙收缩齿齿轮副的顶隙由大端到小端逐渐减小；齿根圆角较小，齿根强度较弱。图 7-25(b)所示为等顶隙收缩齿，其齿轮副的顶隙沿齿长保证与大端相等(即一齿轮的顶锥母线与配对齿轮的根锥母线相平行)，顶锥的顶点不与根锥和分锥的顶点相重合。等顶隙收缩齿的齿轮齿根圆角半径增大，可减小应力集中，提高齿根强度；同时可增大刀具刀尖圆角，提高了刀具寿命；此外增加小端齿顶厚度，可减少因齿轮错位而造成小端“咬死”的可能性。以往广泛应用不等顶隙收缩齿，因缺点较多，近来有被等顶隙收缩齿代替的趋势。

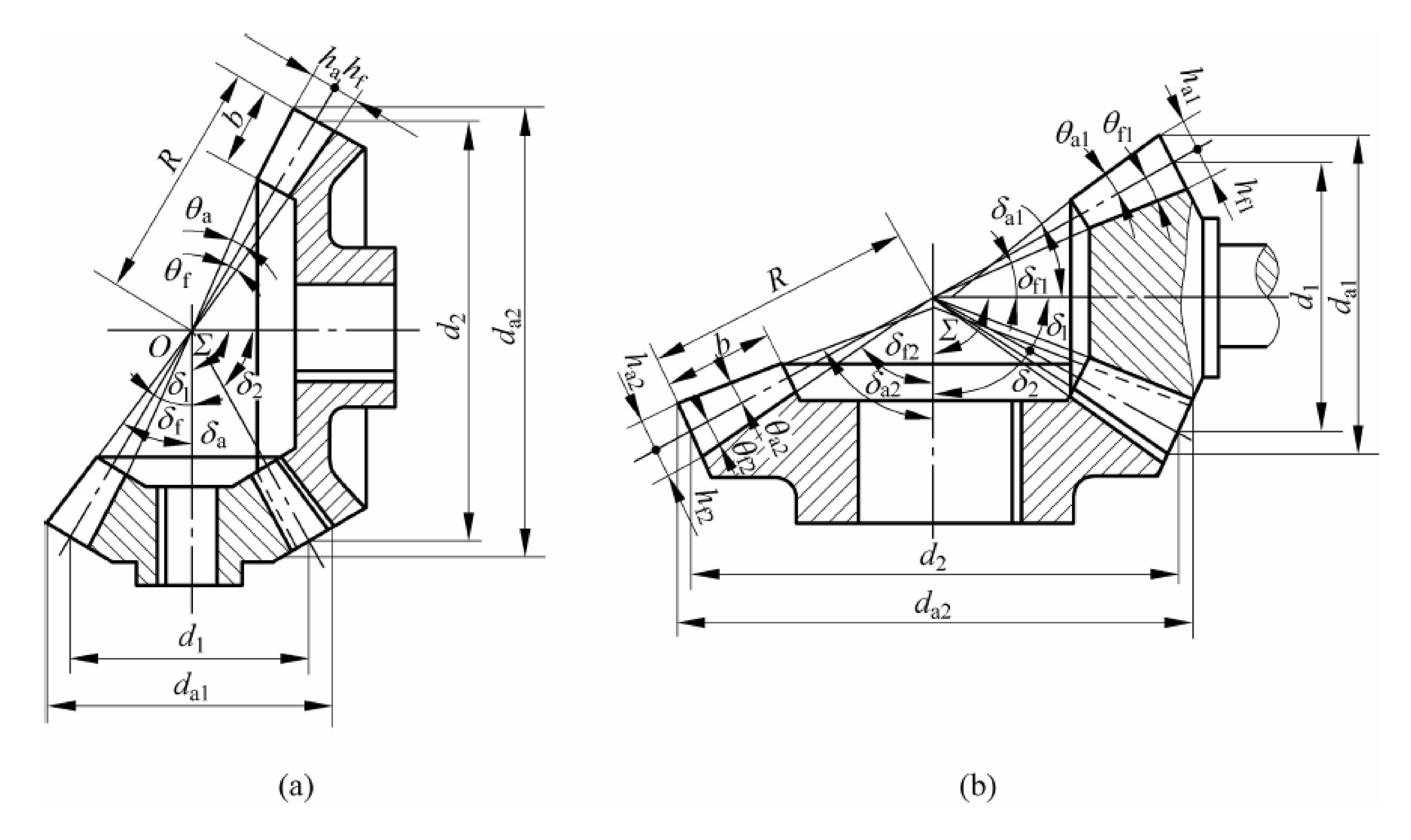


图 7-25　锥齿轮的几何尺寸

7.8.2 主要参数和几何尺寸

1. 主要参数的标准值

主要参数有齿数、模数、齿形角、齿顶高系数、顶隙系数。

一个直齿圆锥齿轮不同背锥截面上的齿形角、齿顶高系数、顶隙系数均相等。但是，不同背锥截面上的模数却不相等：大端截面上的模数最大，小端截面上的模数最小。为了计算和测量方便，通常取大端上的参数为标准值，各部分尺寸计算以它为基本参数。这是因为大端的尺寸最大，计算和测量所得尺寸的相对误差最小；同时也便于估计传动机构的外形尺寸。

标准直齿圆锥齿轮大端模数 m 按表 7-6 选取标准值，齿形角 $\alpha=20°$，齿顶高系数 $h_a^*=1$，顶隙系数 $c^*=0.2$。

表 7-6 标准直齿圆锥齿轮模数系列 mm

0.1	0.35	0.9	1.75	3.25	5.5	10	20	36
0.12	0.4	1	2	3.5	6	11	22	40
0.15	0.5	1.125	2.25	3.75	6.5	12	25	45
0.2	0.6	1.25	2.5	4	7	14	28	50
0.25	0.7	1.375	2.75	4.5	8	16	30	—
0.3	0.8	1.5	3	5	9	18	32	—

2. 标准直齿圆锥齿轮的几何尺寸计算

标准直齿圆锥齿轮各部分名称及几何尺寸计算公式见表 7-7。

表 7-7 标准直齿圆锥齿轮传动的主要几何尺寸计算公式

名 称	符号	计 算 公 式
模数	m	$m=p/\pi$（大端端面模数，取标准值）
齿形角	α	$\alpha=20°$
分度圆直径	d	$d_1=mz_1$，$d_2=mz_2$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1}=d_1+2h_a\cos\delta_1=m(z_1+2\cos\delta_1)$，$d_{a2}=d_2+2h_a\cos\delta_2=m(z_2+2\cos\delta_2)$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1}=d_1-2h_f\cos\delta_1=m(z_1-2.4\cos\delta_1)$，$d_{f2}=d_2-2h_f\cos\delta_2=m(z_2-2.4\cos\delta_2)$
齿距	p	$p=\pi m$
齿顶高	h_a	$h_{a1}=h_{a2}=h_a^* m$
齿根高	h_f	$h_{f1}=h_{f2}=(h_a^*+c^*)m=1.2m$
齿高	h	$h=h_a+h_f=2.2m$
分度圆锥高	δ	$\tan\delta_1=z_1/z_2$，$\tan\delta_2=z_2/z_1$
顶圆锥角	δ_a	$\delta_{a1}=\delta_1+\theta_{a1}$，$\delta_{a2}=\delta_2+\theta_{a2}$
根圆锥角	δ_f	$\delta_{f1}=\delta_1-\theta_{f1}$，$\delta_{f2}=\delta_2-\theta_{f2}$
齿顶角	θ_a	不等顶隙收缩齿，$\theta_{a1}=\theta_{a2}=\arctan\dfrac{h_a}{R}$；等顶隙收缩齿，$\theta_{a1}=\theta_{f2}$，$\theta_{a2}=\theta_{f1}$
齿根角	θ_f	$\theta_{f1}=\theta_{f2}=\arctan\dfrac{h_f}{R}$
外锥距	R	$R=d/2\sin\delta$
齿宽	b	$b\leqslant\dfrac{1}{3}R$

7.8.3　正确啮合条件

由于一对标准直齿圆锥齿轮的啮合，相当于一对当量直齿圆柱齿轮的啮合，即两个锥齿轮的大端模数必须相等，齿形角必须相等，且均为标准值，即

$$m_1 = m_2 = m, \quad \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \tag{7-9}$$

7.9　蜗杆传动

蜗杆传动用于传递空间交错的两轴之间的运动和动力，通常两轴间的交错角为 90°，如图 7-26 所示。蜗杆传动由蜗杆与蜗轮组成。一般蜗杆为主动件，蜗轮为从动件。

7.9.1　蜗杆传动的特点及分类

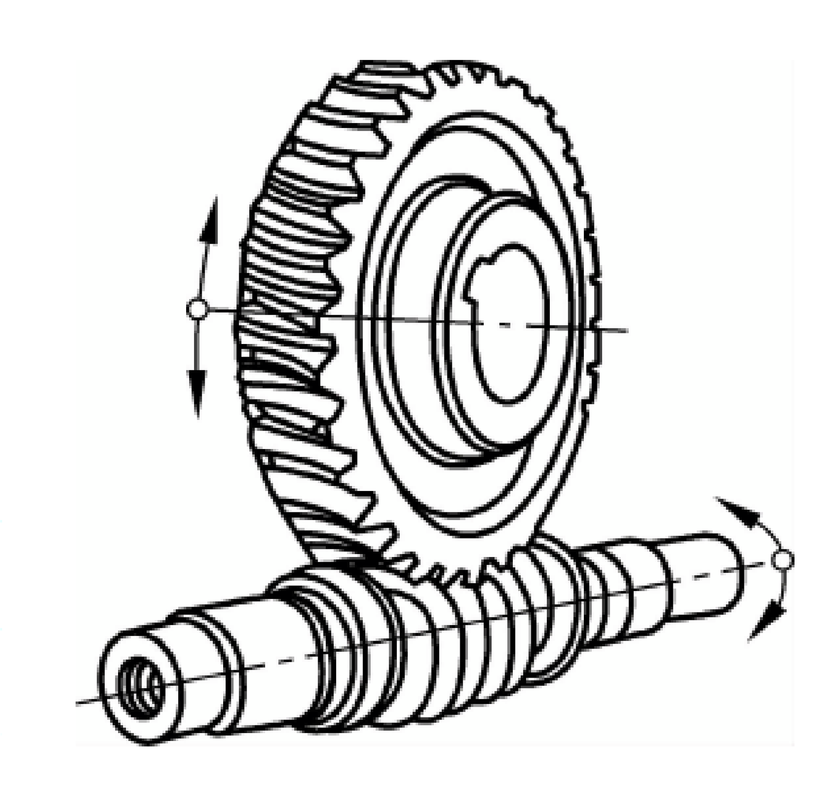


图 7-26　蜗杆传动

1. 蜗杆传动的特点

(1) 传动比大，结构紧凑。因蜗杆上的 z_1 很小，而蜗轮上的 z_2 可以很大，故传动比 i_{12} 可以很大，一般 $i_{12}=10\sim40$，最大可达 80。在不传递动力的分度机构中，i_{12} 可达 500 以上，最高可达 1500。一对蜗杆蜗轮就能实现这样大的传动比，因而结构很紧凑。

(2) 传动平稳，噪声小。由于蜗杆为连续的螺旋齿，与蜗轮齿啮合过程是逐渐进入并逐渐退出的，同时啮合的齿数又较多，故传动平稳，噪声小。

(3) 具有自锁性。蜗杆传动和螺旋传动一样，也可以是自锁的，即蜗轮不能带动蜗杆(条件是蜗杆的分度圆导程角 λ 小于轮齿间的当量摩擦角 φ_v)。这种自锁蜗杆传动常用于起重装置中。

(4) 效率低。传动效率一般为 0.7～0.8，自锁时效率为 0.4 左右。这是由于蜗杆与蜗轮在啮合处有较大的相对滑动，当连续工作时，要求有良好的润滑和散热。

(5) 蜗轮造价高。为了减少摩擦，提高效率和寿命，蜗轮常用减摩材料(如青铜)制造，成本较高。

2. 蜗杆传动的类型

由于蜗轮是用与蜗杆一样的滚刀根据范成原理加工出来的，所以蜗杆传动的类型主要取决于蜗杆的类型。按蜗杆分度曲面形状的不同，蜗杆传动可以分为圆柱蜗杆传动(见图 7-27(a))、圆弧面蜗杆传动(见图 7-27(b))和锥面蜗杆传动(见图 7-27(c))。其中圆柱蜗杆传动应用最广。

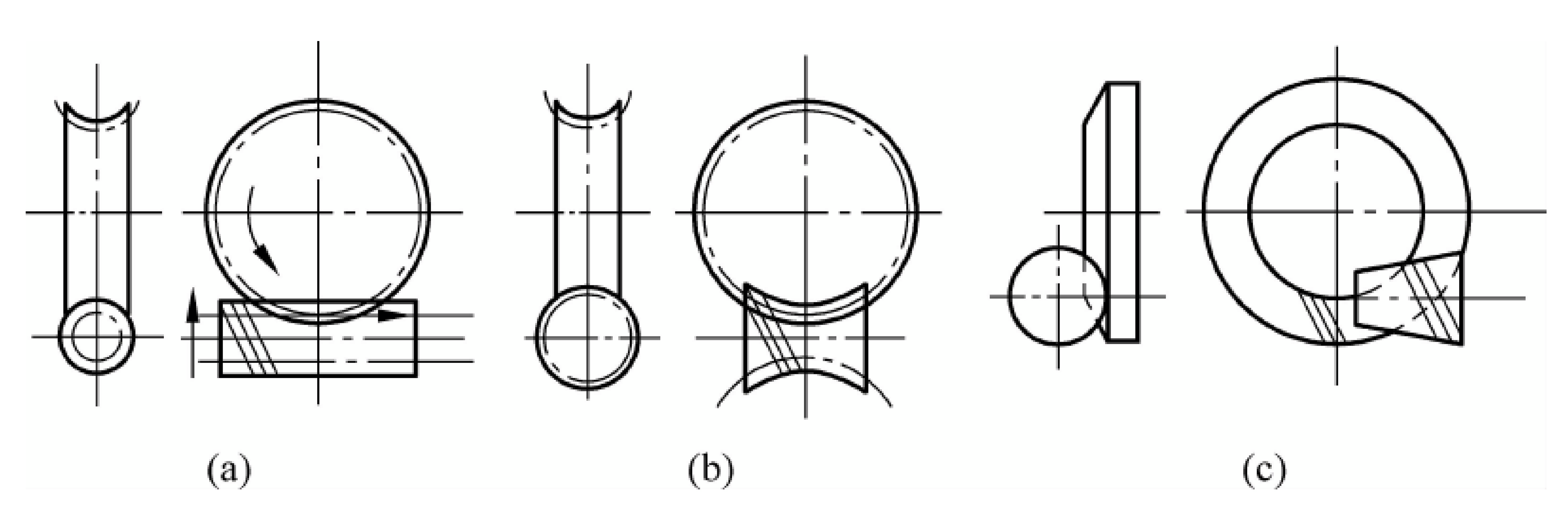


图 7-27　蜗杆传动的类型

圆柱蜗杆传动又有普通圆柱蜗杆传动和圆弧齿圆柱蜗杆传动两类。

普通圆柱蜗杆传动的蜗杆，通常是用类似于车削螺纹的方法，在车床上加工出来的。车刀的刀刃为直线形。车刀的安装位置不同，车削出的蜗杆轮齿螺旋面的形状也不同。按照在垂直于蜗杆轴线的剖面内的齿廓形状，可将普通圆柱蜗杆分为阿基米德蜗杆（ZA 型）、渐开线蜗杆（ZI 型）、法向直廓蜗杆（ZN 型）等。其中阿基米德蜗杆由于加工方便，应用最广泛。

图 7-28 所示为阿基米德蜗杆，其端面齿廓为阿基米德螺旋线，轴向齿廓为直线，加工方法与车削普通梯形螺纹方法类似，应使刀刃平面通过蜗杆轴线。阿基米德蜗杆较容易车削，但难以磨削，不易得到较高精度。

本节只介绍阿基米德蜗杆传动。

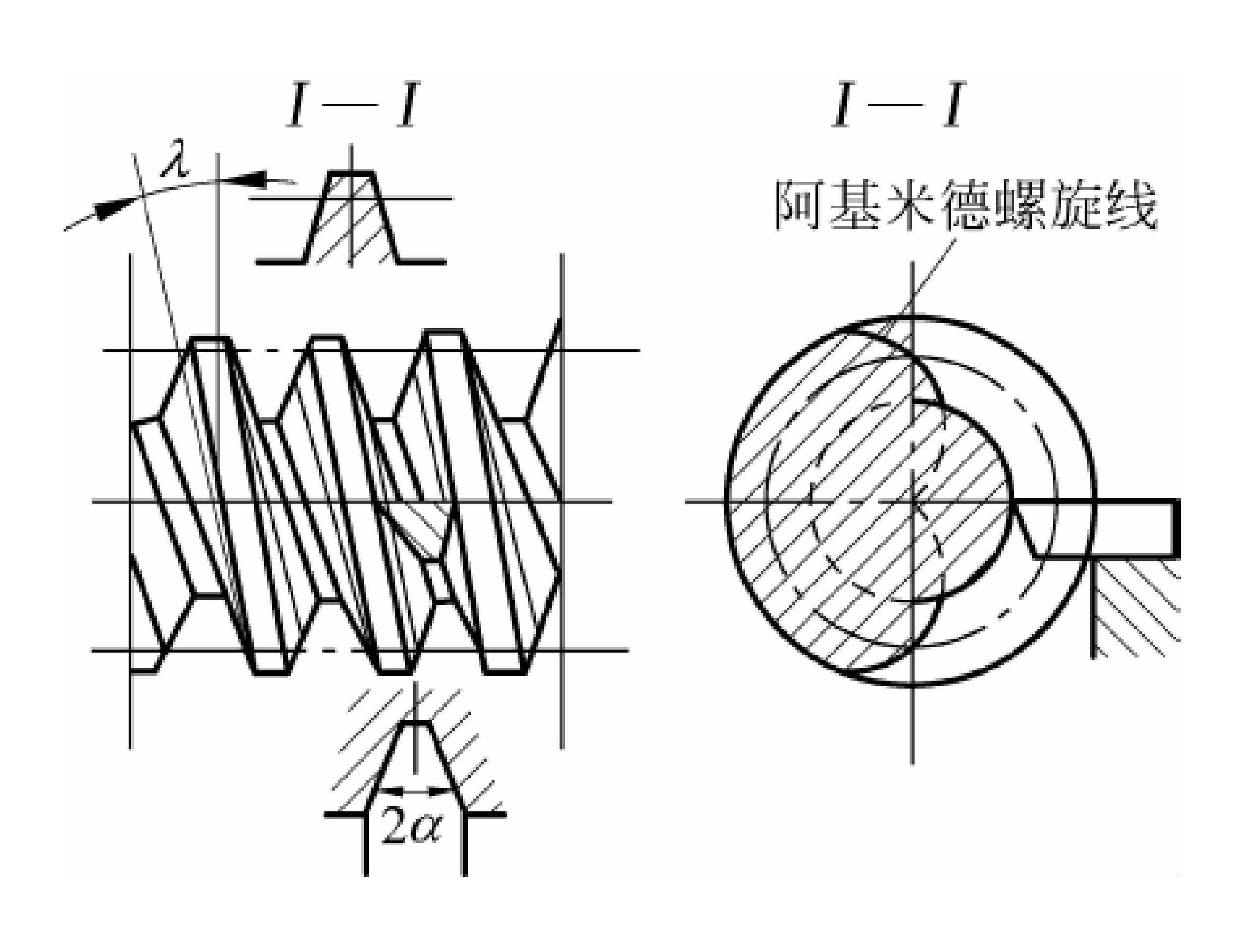


图 7-28 阿基米德蜗杆

7.9.2 蜗杆的主要参数和几何尺寸

如图 7-29 所示，通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面称为中间平面。在中间平面内，蜗杆蜗轮的啮合相当于齿轮齿条的啮合。因此，设计蜗杆传动时，其参数和尺寸均在中间平面内确定。

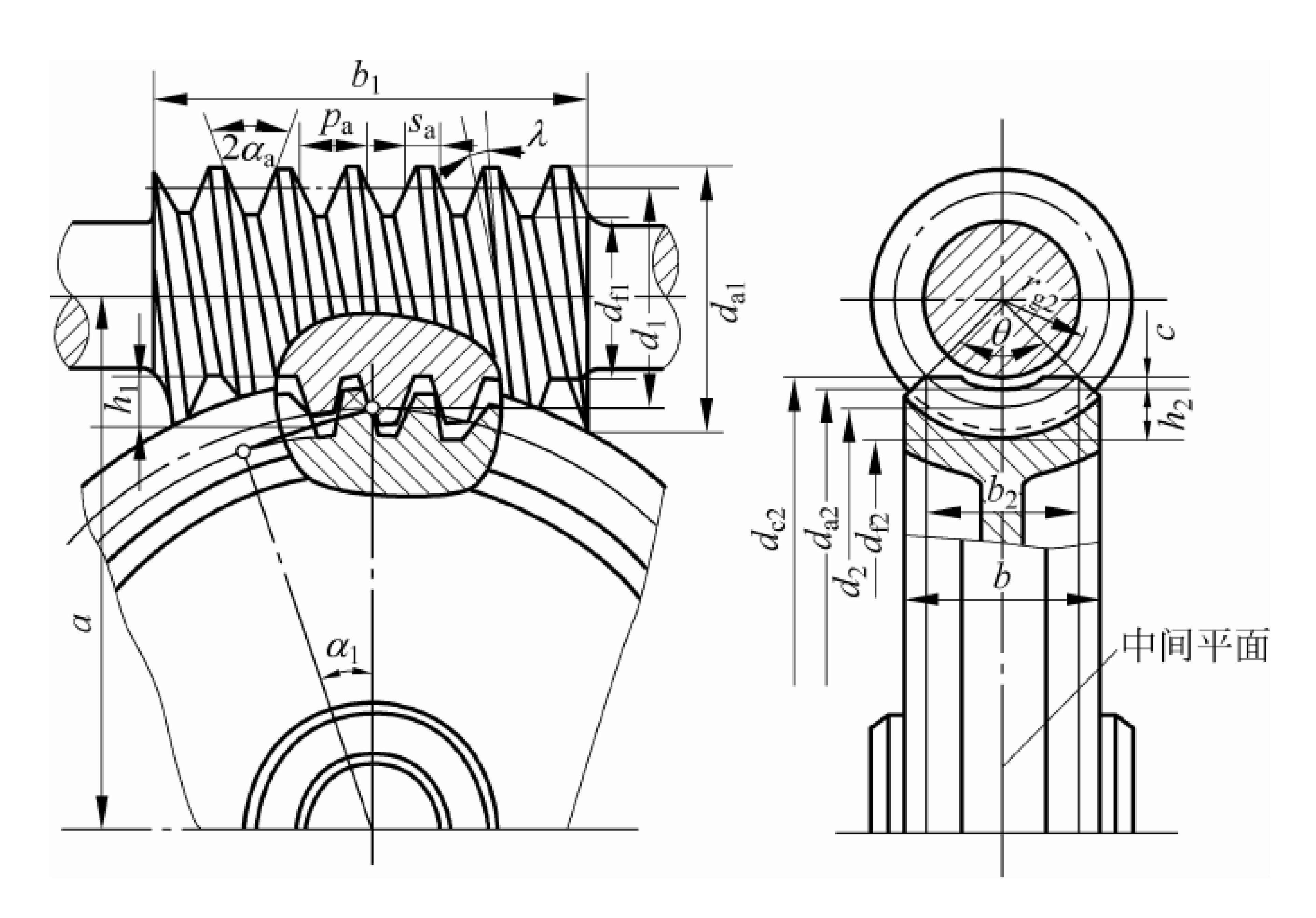


图 7-29 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

1. 蜗杆传动的主要参数

(1) 模数 m 和齿形角 α

由于在中间平面内，蜗杆蜗轮的啮合相当于渐开线齿轮齿条的啮合，所以蜗杆的轴向模数 m_{a1}、轴向齿形角 α_{a1} 和蜗轮的端面模数 m_{t2}、端面齿形角 α_{t2} 分别相等，均为标准值，即

$$m_{a1} = m_{t2} = m, \quad \alpha_{a1} = \alpha_{t2} = 20° \tag{7-10}$$

(2) 蜗杆螺旋升角 λ

蜗杆螺旋面与分度圆柱面的交线为螺旋线，如图 7-30 所示。将蜗杆分度圆柱展开，其螺旋线与端平面的夹角即为蜗杆分度圆柱上的螺旋线升角 λ，或称为导程角。令 z_1 为蜗杆头数，L 为蜗杆导程。由图 7-30 可得，螺旋线的导程为

$$L = z_1 p_{a1} = z_1 \pi m$$

图 7-30　蜗杆分度圆柱展开图

蜗杆分度圆柱上的螺旋线升角与导程的关系为

$$\tan\lambda = \frac{L}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} \tag{7-11}$$

与螺纹相似，蜗杆螺旋线也有左旋、右旋之分，一般情况下多为右旋。

通常蜗杆的螺旋升角 $\lambda=3.5°\sim27°$。升角小，传动效率低，但可实现自锁($\lambda\leqslant5°$)；升角大，传动效率高，但蜗杆的车削加工较困难。

(3) 蜗杆分度圆直径 d_1 蜗杆直径系数 q

为保证蜗杆、蜗轮的正确啮合，铣切蜗轮的滚刀的直径和齿形参数必须和相应的蜗杆相同，因此，即使模数相等，也会有许多不同直径的蜗杆及相应的滚刀，这是很不经济的。为使刀具标准化，减少滚刀规格，对每一模数规定了一定数量的蜗杆分度圆直径 d_1，并把 d_1 与 m 的比值称为蜗杆直径系数 q。

$$q = \frac{d_1}{m}$$

代入式(7-11)，得

$$\tan\lambda = \frac{z_1}{q} \tag{7-12}$$

q 规定为标准值，见表 7-8。

(4) 蜗杆头数 z_1、蜗轮齿数 z_2 和传动比 i

蜗杆头数一般为 $z_1=1\sim4$，头数少则传动比大，但此时螺旋升角小，效率较低。头数越多，则加工越不易。一般分度机构中多用 $z_1=1$，动力传动中则常用多头蜗杆。

蜗轮齿数 z_2 可根据传动比 i 及蜗杆头数 z_1 决定。为了避免根切，当 $z_1=1$ 时，$z_{min}=18$；当 $z_1>1$ 时，$z_{min}=27$。

蜗杆的传动比 i 等于蜗杆与蜗轮的转速之比，且与蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2 成反比，即

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \tag{7-13}$$

2. 蜗杆传动的几何尺寸计算

标准蜗杆传动的几何尺寸计算公式见表 7-9。

表 7-8　圆柱蜗杆模数 m、分度圆直径 d_1 和直径系数 q

模数 m/mm	分度圆直径 d_1/mm	直径系数 q	模数 m/mm	分度圆直径 d_1/mm	直径系数 q	模数 m/mm	分度圆直径 d_1/mm	直径系数 q
1	18	18	4	40	10	10	160	16
1.25	20	16		(50)	12.5	12.5	(90)	7.2
	22.4	17.92		71	17.75		112	8.96
1.6	20	12.5	5	(40)	8		(140)	11.2
	28	17.5		50	10		200	16
2	(18)	9		(63)	12.6	16	(112)	7
	22.4	11.2		90	18		140	8.75
	(28)	14	6.3	(50)	7.937		(180)	11.25
	35.5	17.75		63	10		250	15.625
2.5	(22.4)	8.96		(80)	12.698	20	(140)	7
	28	11.2		112	17.778		160	8
	(35.5)	14.2	8	(63)	7.875		(224)	11.2
	45	18		80	10		315	15.7
3.15	(28)	8.889		(100)	12.5	25	(180)	7.2
	35.5	11.27		140	17.5		200	8
	(45)	14.286	10	(71)	7.1		280	11.2
	56	17.778		90	9		400	16
4	(31.5)	7.875		(112)	11.2			

表 7-9　标准蜗杆传动的几何尺寸计算

	名　称	符号	计算公式	
			蜗杆	蜗轮
基本参数	模数	m	取蜗轮端面模数为标准值，见表 7-8	
	齿形角	α	$\alpha=20^\circ$	
	蜗杆头数	z_1	一般取 $z_1=1,2,4$	
	蜗轮齿数	z_2	$z_2=iz_1$	
	蜗杆直径系数	q	$q=d_1/m$，见表 7-8	
	齿顶高系数	h_a^*	$h_a^*=1$	
	齿根高系数	c^*	$c^*=0.2$	
几何尺寸	齿顶高	h_a	$h_a=m$	
	齿根高	h_f	$h_f=1.2m$	
	齿高	h	$h=h_a+h_f=2.2m$	
	标准中心距	a	$a=\frac{1}{2}(d_1+d_2)=\frac{m}{2}(q+z_2)$	
	分度圆直径	d	$d_1=mq$	$d_2=mz_2$
	齿顶圆直径	d_a	$d_{a1}=d_1+2m$	$d_{a2}=d_2+2m$
	齿根圆直径	d_f	$d_{f1}=d_1-2.4m$	$d_{f2}=d_2-2.4m$
	齿距	p	$p_{a1}=\pi m$（轴向齿距）	$p_{t2}=\pi m$（端面齿距）
	蜗杆导程角	λ	$\tan\lambda=mz_1/d_1$	$\beta=\lambda$
	蜗轮螺旋角	β		

7.9.3　蜗轮旋转方向的判定

蜗杆传动时，蜗轮的旋转方向不仅与蜗杆的旋转方向有关，而且与蜗杆轮齿的螺旋方向有关。蜗轮旋转方向的判定方法如下：右旋蜗杆用右手，左旋蜗杆用左手，半握拳，四指弯曲表示蜗杆的旋转方向，拇指伸直代表蜗杆轴线，则拇指所指方向的相反方向即为蜗轮上啮合点的线速度方向，如图 7-31 所示。

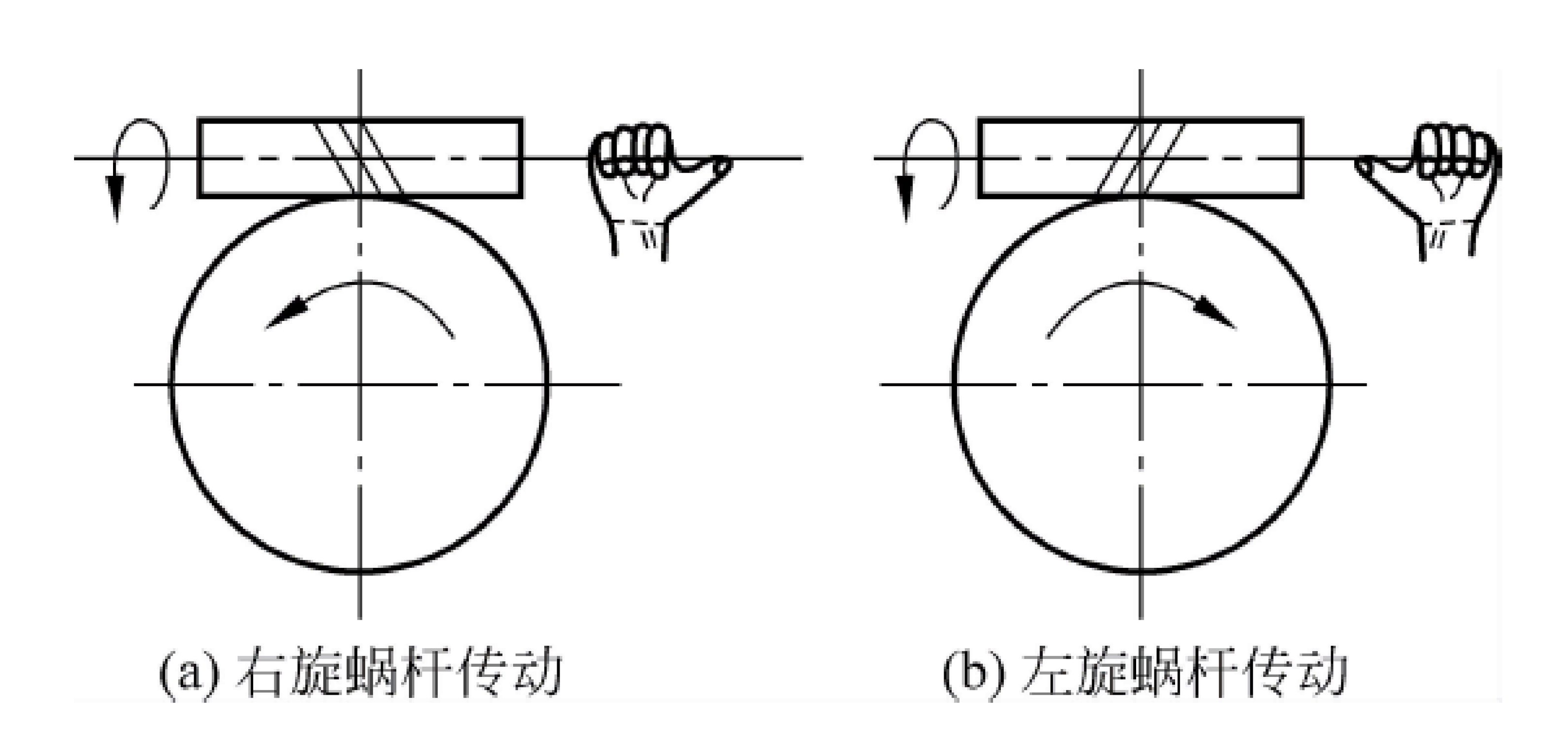


图 7-31　蜗杆传动中蜗轮旋转方向的判定

7.9.4　蜗杆传动的正确啮合条件

在图 7-29 所示的蜗杆传动的中间平面内，蜗轮、蜗杆的齿距相等，即：

(1) 在中间平面内，蜗杆的轴向模数 m_{a1} 和蜗轮的端面模数 m_{t2} 相等；

(2) 在中间平面内，蜗杆的轴向齿形角 α_{a1} 和蜗轮的端面齿形角 α_{t2} 相等；

(3) 蜗杆分度圆柱面导程角 λ 和蜗轮分度圆柱面螺旋角 β 相等，且旋向一致，即 $\lambda=\beta$。

思考题

1. 齿轮传动有什么优缺点？

2. 渐开线是怎样形成的？有哪些性质？

3. 渐开线各点齿形角是否相等？它的变化规律是怎样的？标准齿轮的齿形角指的是哪个位置上的齿形角？又叫什么角？其值是多少？它对齿形如何影响？

4. 什么是模数？单位是什么？

5. 什么是分度圆和基圆？基圆直径、分度圆直径和齿形角三者之间存在什么关系？

6. 一对啮合的标准齿轮，在标准中心距和非标准中心距安装中，啮合角和齿形角有什么关系？节圆和分度圆有什么关系？

7. 什么叫齿轮传动的可分离性？

8. 渐开线直齿圆柱齿轮的啮合条件是什么？

9. 对比斜齿与直齿圆柱齿轮，各有哪些优缺点？

10. 斜齿圆柱齿轮模数、齿形角各有哪几种？哪一种是标准值？标准齿形角指的是哪个角？

11. 渐开线斜齿圆柱齿轮的啮合条件是什么？

12. 直齿锥齿轮何处的模数和齿形角符合标准？直齿圆锥齿轮的正确啮合条件是

什么?

13. 简述蜗杆传动的组成条件?

14. 怎样判定蜗轮的旋转方向?

15. 与齿轮传动相比,蜗轮传动有哪些特点?

16. 普通蜗杆传动正确啮合条件是什么?

17. 对齿轮材料的基本要求是什么?常用齿轮材料有哪些?如何实现对齿轮材料的基本要求?

18. 有一齿轮传动,主动轮齿数 $z_1=20$,从动轮齿数 $z_2=50$,试计算传动比 i_{12}。若主动轮转速 $n_1=800\text{r/min}$,求从动轮转速 n_2。

19. 已知相啮合的一对标准直齿圆柱齿轮传动,主动轮转速 $n_1=900\text{r/min}$,从动轮转速 $n_2=300\text{r/min}$,中心距 $a=200\text{mm}$,模数 $m=5\text{mm}$,求齿数 z_1 和 z_2。

20. 已知一蜗杆传动,蜗杆头数 $z_1=2$,转速 $n_1=1450\text{r/min}$,蜗轮齿数 $z_2=62$,求蜗轮转速 n_2。

第 8 章

轮　　系

导读

轮系是采用一系列相互啮合的齿轮来传递运动和动力的。轮系分为定轴轮系和周转轮系。通过本章的学习，要求掌握轮系的应用特点和传动比的计算，能正确区分各种轮系并分别进行计算。

由两个互相啮合的齿轮所组成的齿轮机构是齿轮传动中最简单的形式。在机械传动中，有时为了获得较大的传动比，或将主动轴的一种转速变换为从动轴的多种转速，或需要改变从动轴的回转方向，往往采用一系列相互啮合的齿轮将主动轴和从动轴连接起来，组成传动系统。这种由一系列相互啮合的齿轮组成的传动系统称为轮系。

8.1　轮系的应用特点及其分类

8.1.1　轮系的应用特点

(1) 获得大的传动比

当两轴之间的传动比较大时，若仅用一对齿轮传动，则两个齿轮的齿数差一定很大，导致小齿轮磨损加快。又因为大齿轮齿数太多，致使齿轮传动结构尺寸增大。为此，一对齿轮传动的传动比不能过大(一般 $i_{12}=3\sim5$，$i_{max}\leqslant8$)。而采用轮系传动，特别是周转轮系，用较少的齿轮即可获得很大的传动比。

(2) 作较远距离的传动

当两轴中心距较大时，如用一对齿轮传动，则两齿轮的结构尺寸必然很大，导致传动机构庞大，而采用轮系传动，可使结构紧凑，缩小传动装置的空间，节约材料。

(3) 可实现变速要求

如机床主轴的转速，有时要求快，有时要求慢，从最慢到最快有多级转速变化，若采用滑移齿轮等变速机构，改变两轮传动比，即可实现多级变速要求。

(4) 可改变从动轴回转方向

在轮系中采用惰轮、三星轮等机构可以改变从动轴回转方向，实现从动轴的正、反转要求。

(5) 可以实现运动合成与分解

利用周转轮系可以将两个独立的运动合成为一个运动，或将一个运动分解为两个独立

的运动。

8.1.2 轮系的分类

轮系的结构形式很多，根据轮系运转时各齿轮的几何轴线在空间的位置是否固定，轮系可分为定轴轮系和周转轮系两大类。

1. 定轴轮系

传动时，轮系中各齿轮的几何轴线位置均固定的轮系称为定轴轮系，如图 8-1 所示。定轴轮系又分为平面定轴轮系(见图 8-1(a))和空间定轴轮系(见图 8-1(b))两种。

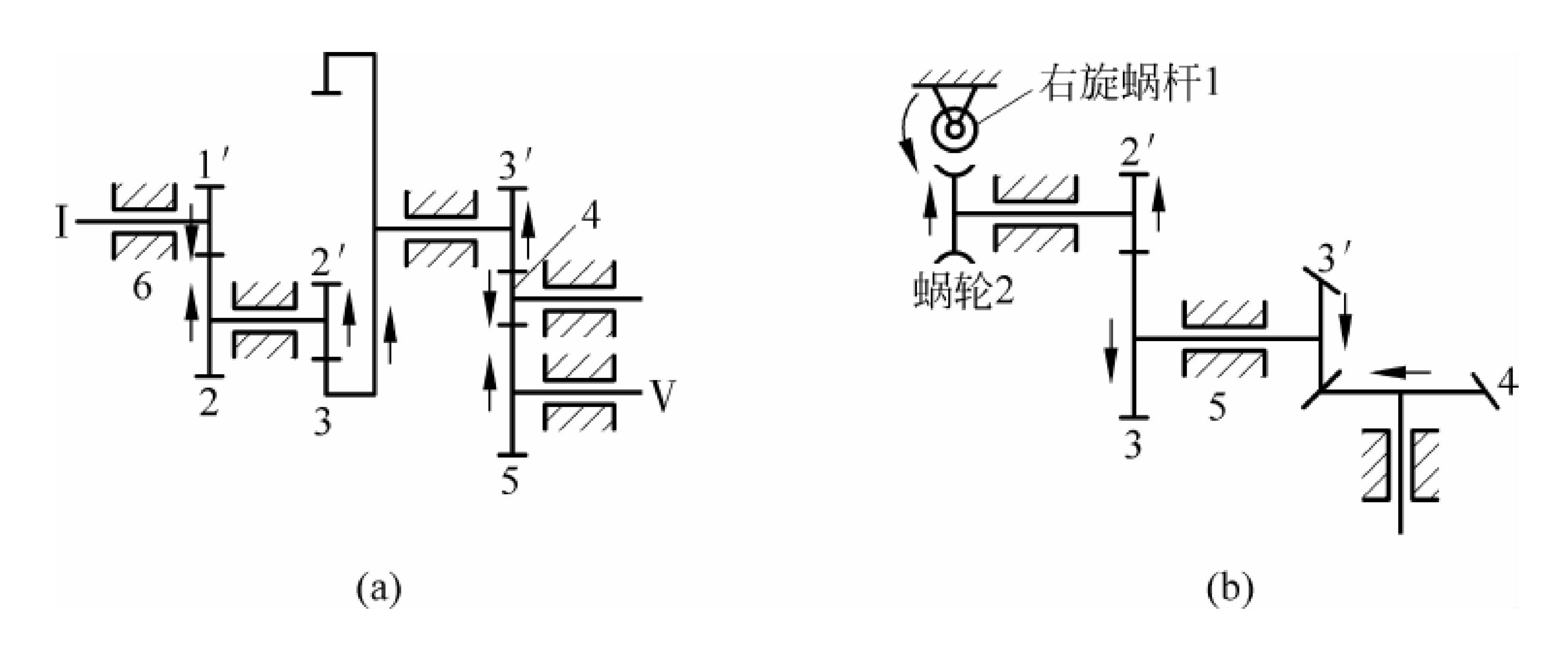


图 8-1 定轴轮系

2. 周转轮系

传动时，轮系中至少有一个齿轮的几何轴线位置不固定，而是绕另一个齿轮的固定轴线回转的轮系称为周转轮系，如图 8-2(a)所示。齿轮 1 和构件 H 各绕固定几何轴线 O_1 和 O_H 回转，而齿轮 2 一方面绕自己的几何轴线 O_2 回转(自转)，另一方面轴线 O_2 又绕固定几何轴线 O_1 回转(公转)。其中，只有 1 个自由度的轮系称为行星轮系(见图 8-2(a))；有 2 个自由度的轮系称为差动轮系(见图 8-2(b))。轮系中既包含定轴轮系，又包含周转轮系，则称为组合轮系，如图 8-3 所示。

周转轮系由中心轮、行星架和行星轮 3 种基本构件组成。在周转轮系中，具有固定几何轴线的齿轮称为中心轮，如图 8-2(a)中的齿轮 1 和 3；几何轴线绕中心轮轴线回转的齿轮称为行星轮，如图 8-2(a)中的齿轮 2。行星轮的运动称为行星运动。支承行星轮并和行星轮一起绕固定轴线回转的构件称为行星架(又称系杆)，如图 8-2(a)中的构件 H。

在周转轮系中，中心轮与行星架的固定轴线必须共线，否则整个轮系将不能运动。

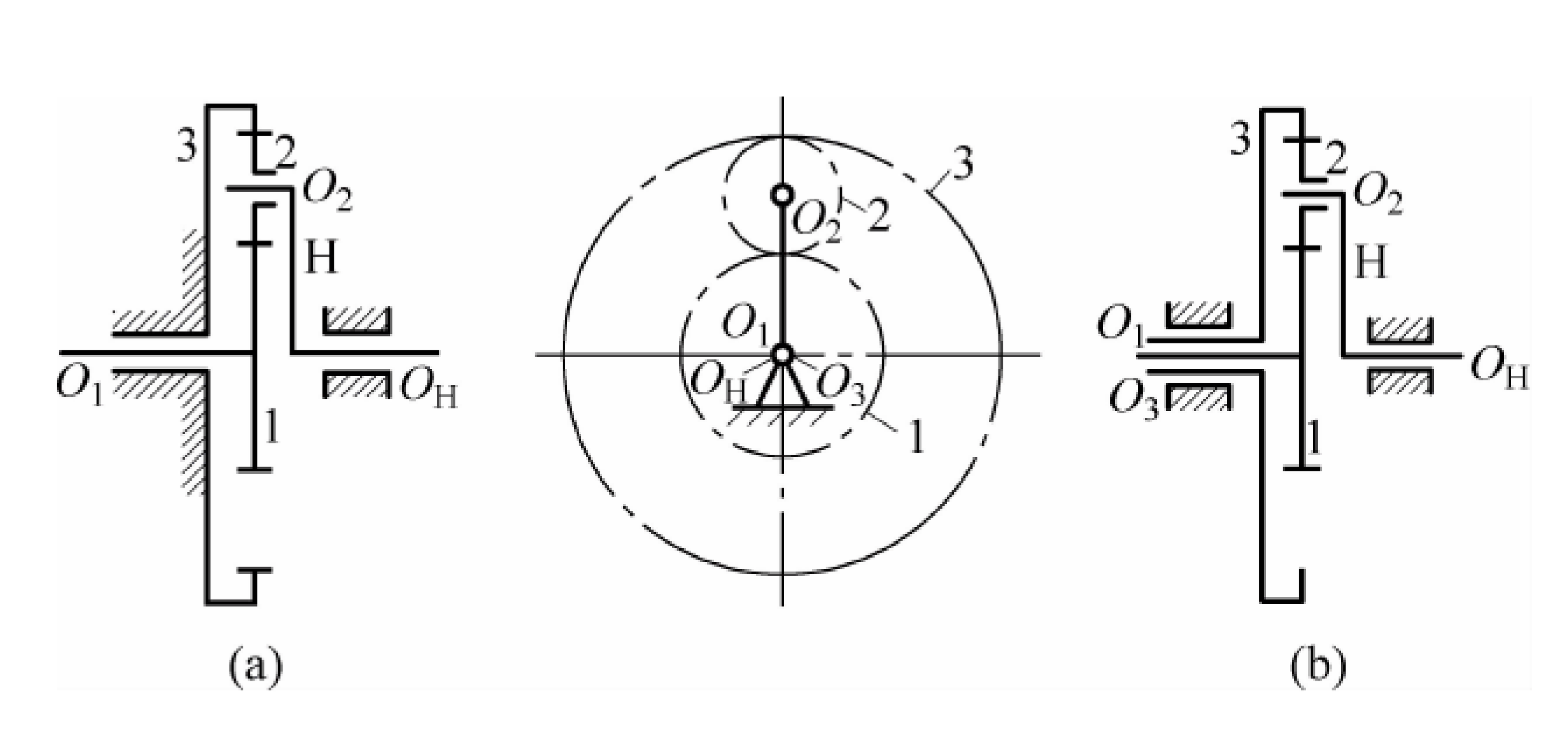


图 8-2 周转轮系

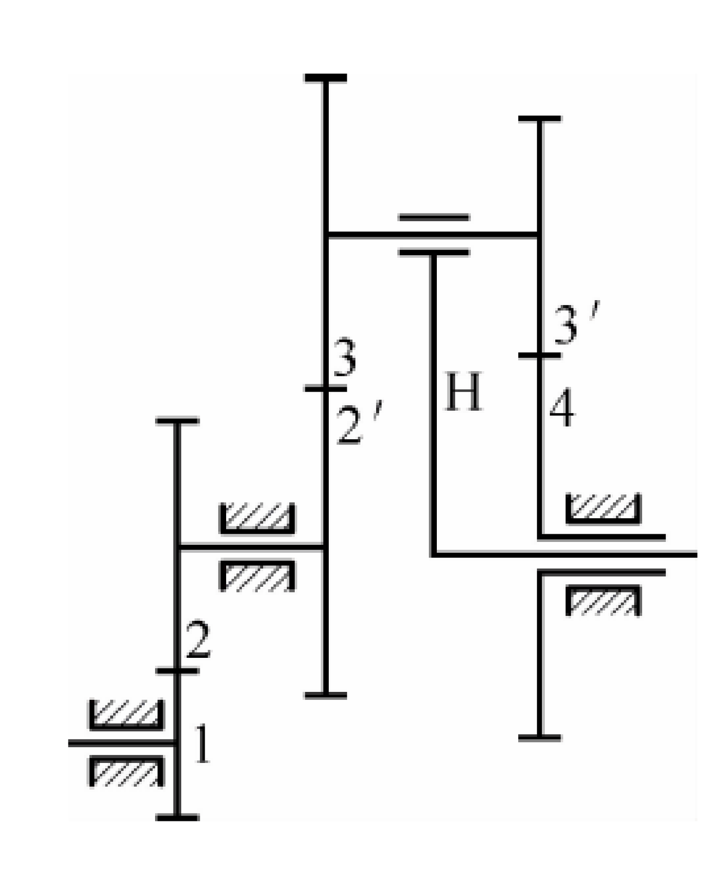


图 8-3 组合轮系

8.2　定轴轮系传动比的计算

8.2.1　定轴轮系传动比的计算

定轴轮系的传动比是指轮系中首末两轮转速之比。在轮系中，不仅要计算传动比的大小，还要确定轮系中各个轮的旋转方向及其转速。在变速机构的轮系中，还需确定末轮有多少种转速及各种转速的大小，以及变速的范围(即最高转速与最低转速)。

1. 定轴轮系回转方向的确定

图 8-4(a)所示为两平行轴一对外啮合圆柱齿轮传动。当主动轮按逆时针方向旋转时，从动轮就按顺时针方向旋转，两轮的旋转方向相反，规定其传动比为负，记作

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=-\frac{z_2}{z_1}$$

图 8-4(b)所示为两平行轴一对内啮合圆柱齿轮传动。当主动轮按逆时针方向旋转时，从动轮也逆时针方向旋转，两轮的旋转方向相同，规定其传动比为正，记作

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=+\frac{z_2}{z_1}$$

在轮系传动系统图中，齿轮的回转方向可以用箭头表示，标注同向箭头的齿轮回转方向相同，标注反向箭头的齿轮回转方向相反。规定箭头指向为齿轮可见侧的圆周速度方向。

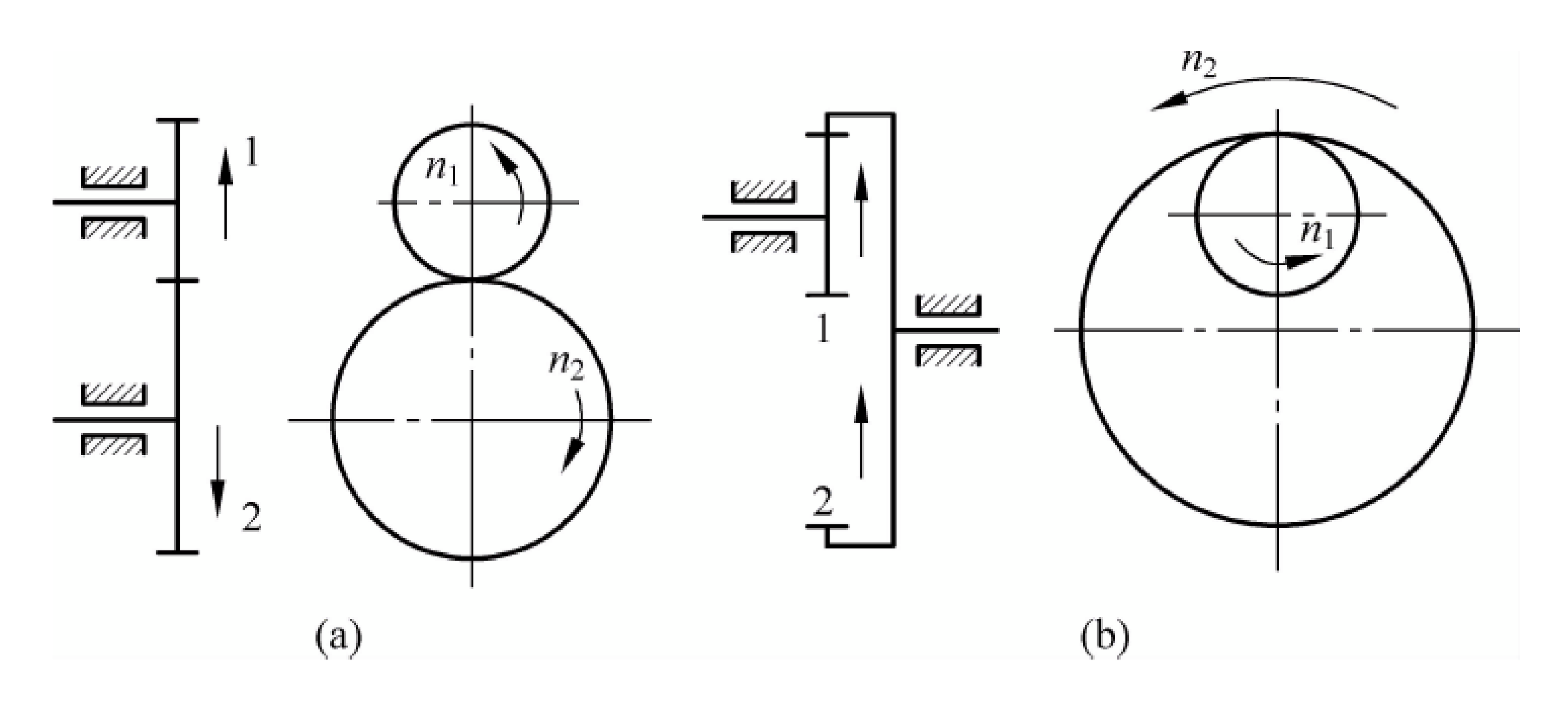


图 8-4　定轴轮系回转方向

为了改变从动轮的旋转方向，可以在齿轮 1 和齿轮 2 中间增加 1 个齿轮，从而改变从动轮的转向，如图 8-5(a)所示，这个增加的齿轮称为惰轮。图 8-5(b)所示为增加 2 个惰轮。显然，在齿轮副的主、从动轮间增加 1 个惰轮，从动轮的回转方向就改变一次。总之，加奇数个惰轮，主、从动轮回转方向一致；加偶数个惰轮，主、从动轮回转方向相反。加惰轮的轮系只改变从动轮的回转方向，不改变主、从动轮传动比的大小。

图 8-6 所示为由 3 个圆锥齿轮组成的轮系。轮 1 和轮 2、轮 2 和轮 3 虽属外啮合，轮 2 是惰轮，但轮 1 和轮 3 的旋转方向相反。对于圆锥齿轮传动，因各轮的传动轴不平行，不能简单地用两平行轴外啮合圆柱齿轮传动中正、负号的规定，来确定轮 3 的旋转方向；只可用标注箭头的方法，来确定齿轮的旋转方向。

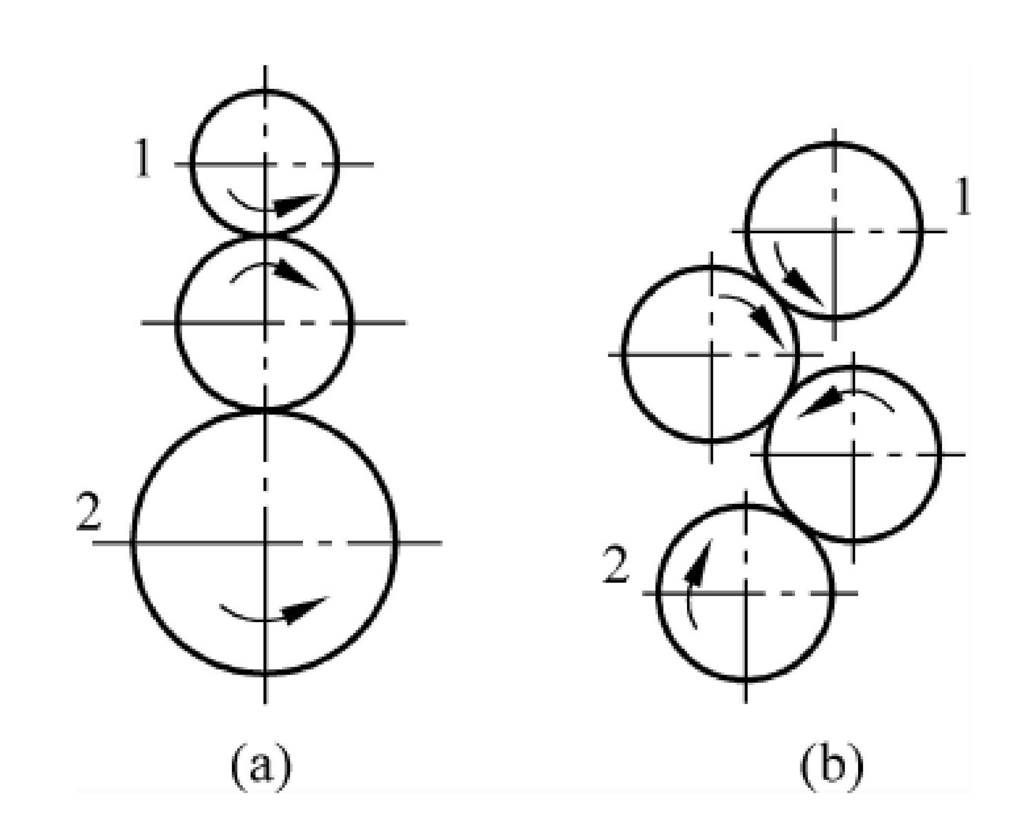


图 8-5 加惰轮的轮系

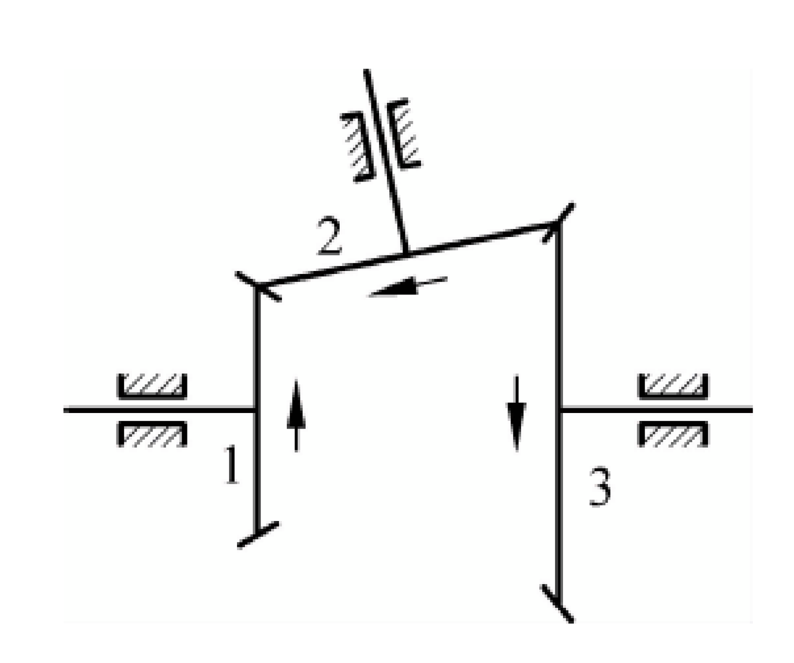


图 8-6 圆锥齿轮转向

2. 定轴轮系传动比计算

图 8-7 所示为一圆柱齿轮组成的定轴轮系，齿轮 1～9 的齿数分别用 z_1～z_9 表示，各轮转速分别用 n_1～n_9 表示。则每对齿轮的传动比为

$$i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=-\frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{23}=\frac{n_2}{n_3}=-\frac{z_3}{z_2}$$

$$i_{45}=\frac{n_4}{n_5}=+\frac{z_5}{z_4}$$

$$i_{67}=\frac{n_6}{n_7}=-\frac{z_7}{z_6}$$

$$i_{89}=\frac{n_8}{n_9}=-\frac{z_9}{z_8}$$

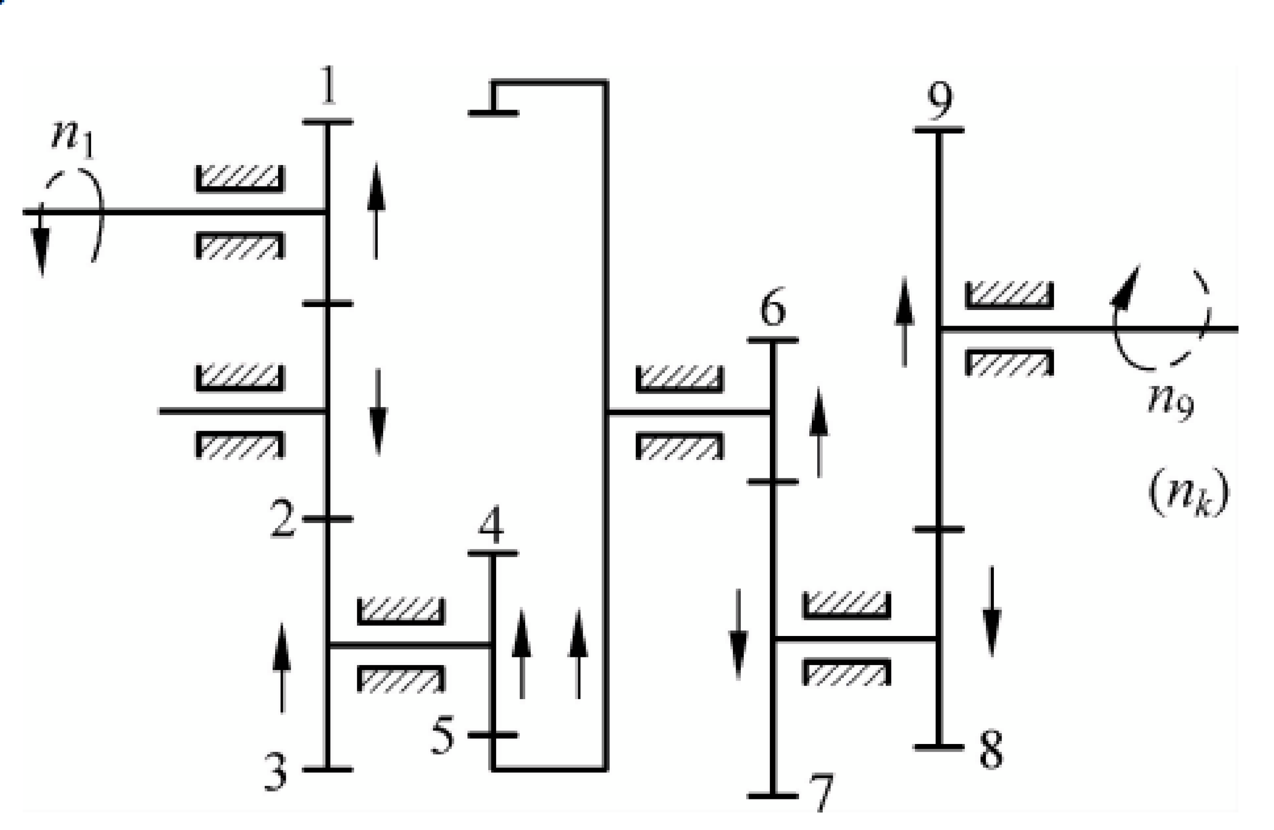


图 8-7 定轴轮系传动比计算

若以 i_{19} 表示总传动比，则总传动比 i_{19} 等于各级传动比的连乘积，即

$$i_{19}=i_{12}i_{23}i_{45}i_{67}i_{89}=\frac{n_1}{n_2}\frac{n_2}{n_3}\frac{n_4}{n_5}\frac{n_6}{n_7}\frac{n_8}{n_9}=(-1)^4\frac{z_2z_3z_5z_7z_9}{z_1z_2z_4z_6z_8}$$

由此可见，轮系的传动比等于轮系中所有从动齿轮齿数的连乘积与所有主动齿轮齿数的连乘积之比。由此进一步推论，任意定轴轮系的总传动比的一般公式为

$$i_{1k}=\frac{n_1}{n_k}=(-1)^m\frac{\text{各级齿轮副中从动齿轮齿数的连乘积}}{\text{各级齿轮副中主动齿轮齿数的连乘积}} \tag{8-1}$$

式中，m 为轮系中外啮合圆柱齿轮副的数目。

使用式(8-1)时应注意：

(1) 式中，$(-1)^m$ 在计算中表示轮系首末两轮(即主、从动轴)回转方向的异同。计算结果为正，两轮回转方向相同；结果为负，两轮回转方向相反。但此判断方法只适用于平行轴圆柱齿轮传动的轮系。

(2) 当定轴轮系中有锥齿轮副、蜗杆副时，各级传动轴不一定平行。这时，不能使用 $(-1)^m$ 来确定末轮的回转方向，只能使用标注箭头的方法。

8.2.2 定轴轮系任意从动轮的转速计算

1. 定轴轮系任意从动轮的转速计算

设定轴轮系中各级齿轮副的主动轮齿数为 $z_1,z_3,z_5,\cdots$，从动轮齿数为 $z_2,z_4,z_6,\cdots$，首

轮的转速为 n_1，第 k 个齿轮为从动轮，齿数为 z_k，转速为 n_k，则传动比为

$$i_{1k}=\frac{n_1}{n_k}=\frac{z_2 z_4 z_6 \cdots z_k}{z_1 z_3 z_5 \cdots z_{k-1}}\text{（不考虑齿轮旋转方向）}$$

因此定轴轮系任意从动轮 k 的转速为

$$n_k=n_1\frac{1}{i_{1k}}=n_1\frac{z_1 z_3 z_5 \cdots z_{k-1}}{z_2 z_4 z_6 \cdots z_k}$$

即任意从动轮 k 的转速等于首轮的转速乘以首轮与 k 轮间传动比的倒数。

例 8-1　如图 8-8 所示，已知 $z_1=26$，$z_2=51$，$z_3=42$，$z_4=29$，$z_5=49$，$z_6=36$，$z_7=56$，$z_8=43$，$z_9=30$，$z_{10}=90$，轴Ⅰ的转速 $n_{\text{I}}=200\text{r/min}$。试求当轴Ⅲ上的三联齿轮分别与轴Ⅱ上的 3 个齿轮啮合时，轴Ⅳ的 3 种转速。

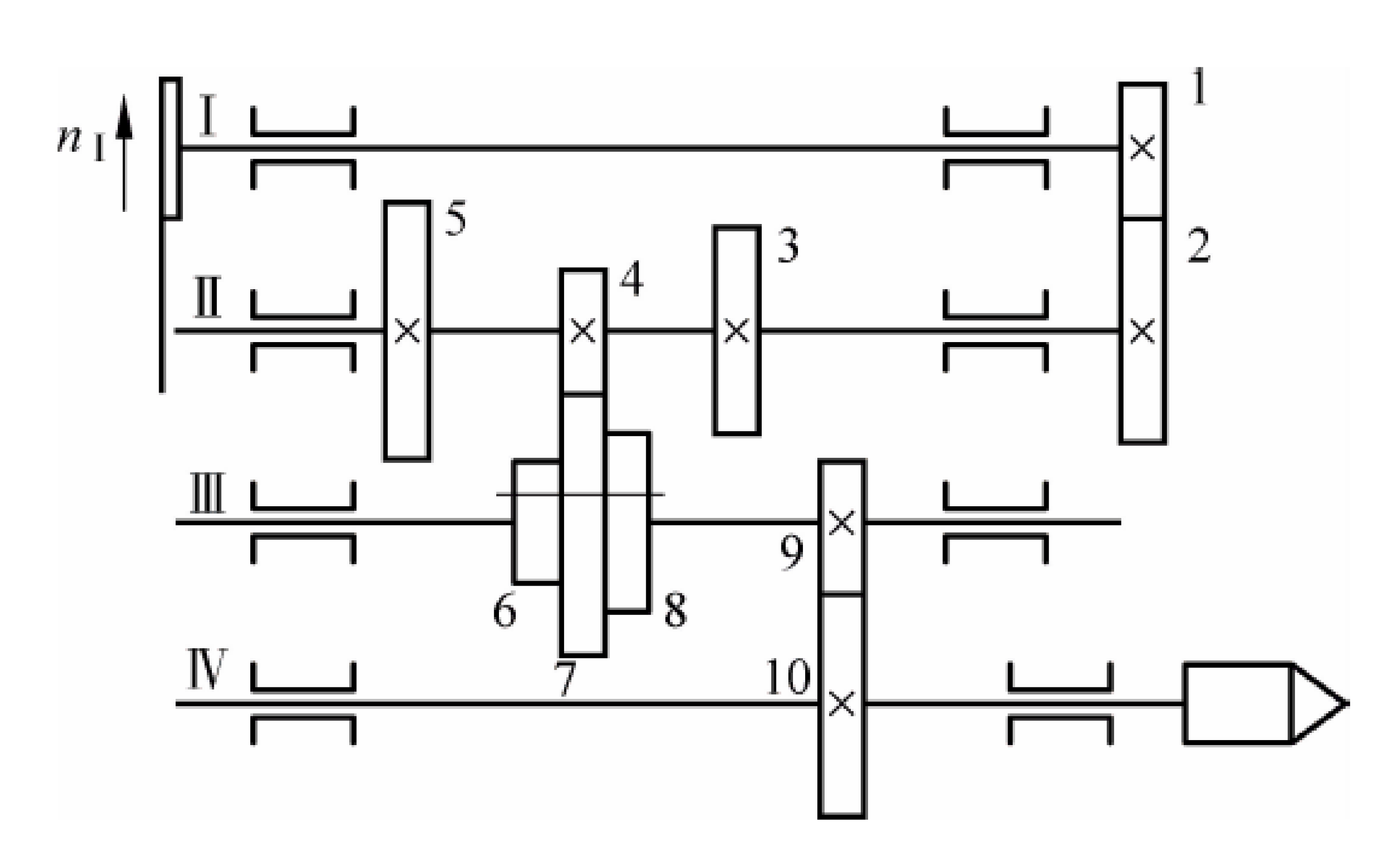


图 8-8　滑移齿轮变速

分析　该变速机构的传动路线为

$$\text{I}(n_{\text{I}})\rightarrow\frac{z_1}{z_2}\rightarrow\text{II}\rightarrow\begin{Bmatrix}\dfrac{z_5}{z_6}\\[2ex]\dfrac{z_4}{z_7}\\[2ex]\dfrac{z_3}{z_8}\end{Bmatrix}\rightarrow\text{III}\rightarrow\frac{z_9}{z_{10}}\rightarrow\text{IV}\rightarrow n_{\text{IV}}$$

解　(1) 齿轮 5 与齿轮 6 啮合时，有

$$n_{\text{IV}}=n_{\text{I}}\frac{z_1 z_5 z_9}{z_2 z_6 z_{10}}=200\times\frac{26\times49\times30}{51\times36\times90}\approx46.26(\text{r/min})$$

(2) 齿轮 4 与齿轮 7 啮合时，有

$$n_{\text{IV}}=n_{\text{I}}\frac{z_1 z_4 z_9}{z_2 z_7 z_{10}}=200\times\frac{26\times29\times30}{51\times56\times90}\approx17.60(\text{r/min})$$

(3) 齿轮 3 与齿轮 8 啮合时，有

$$n_{\text{IV}}=n_{\text{I}}\frac{z_1 z_3 z_9}{z_2 z_8 z_{10}}=200\times\frac{26\times42\times30}{51\times43\times90}\approx33.20(\text{r/min})$$

2. 末端是螺旋传动的定轴轮系

定轴轮系在实际应用中，经常遇到末端带有移动件的情况，如末端是螺旋传动或齿条传动等。这时，一般要计算末端移动件的移动距离或速度，如螺母（或丝杠）、齿轮（或齿条）的移动距离或速度。

图 8-9 所示为磨床砂轮架进给机构，其末端是螺旋传动。当丝杠每回转一周，螺母(砂轮架)便移动一个导程。只要知道齿轮 4 的转速和回转方向，螺母移动的距离和方向即可确定。其移动距离或速度计算公式为

$$L=\frac{z_1 z_3 z_5 \cdots z_{k-1}}{z_2 z_4 z_6 \cdots z_k} P_h$$

$$v=n_k P_h=n_1 \frac{z_1 z_3 z_5 \cdots z_{k-1}}{z_2 z_4 z_6 \cdots z_k} P_h$$

式中：L——主动轮 1(即手轮)每回转 1 周，螺母(砂轮架)的移动距离，mm；

v——螺母(砂轮架)的移动速度，mm/min；

P_h——丝杠导程，mm；

n_1——主动轮 1(即手轮)转速，r/min；

$z_1, z_3, z_5, \cdots, z_{k-1}$——轮系中各主动轮的齿数；

$z_2, z_4, z_6, \cdots, z_k$——轮系中各从动轮的齿数。

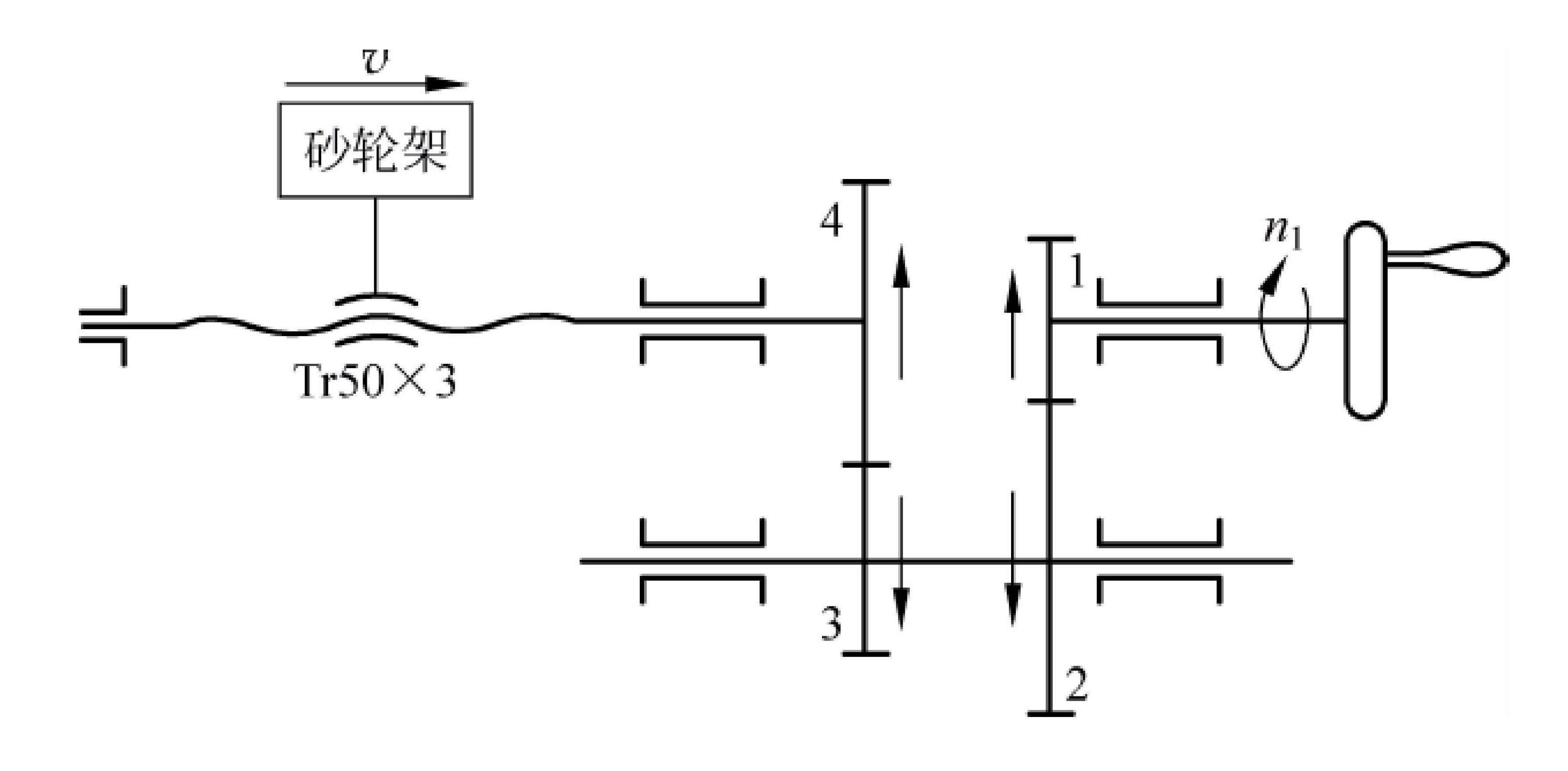


图 8-9 磨床砂轮架进给机构

例 8-2 如图 8-9 所示，已知 $z_1=28$，$z_2=56$，$z_3=38$，$z_4=57$，丝杠为 Tr50×3。当手轮回转速度 $n_1=50$r/min，且回转方向如图所示时，试计算砂轮架移动速度，并判断砂轮架的移动方向。

解 根据螺母移动速度 v 的计算公式，得

$$v=n_1 \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} P_h=50 \times \frac{28 \times 38}{56 \times 57} \times 3=50(\mathrm{mm/min})$$

丝杠为右旋，根据普通螺旋传动移动方向的判定方法，判断砂轮架移动方向向右。

3. 末端是齿轮齿条传动的定轴轮系

图 8-10 所示为卧式车床溜板箱传动系统的一部分。运动由输入轴Ⅰ输入，由蜗杆 1 带动蜗轮 2 传动(此处为脱落蜗杆机构，过载时蜗杆脱落与蜗轮分离)。当滑移齿轮 3 与齿轮 4 啮合时，轮系将运动传递到轴Ⅳ，使小齿轮 8 回转，并在齿条上滚动。小齿轮 8 每回转 1 周，沿齿条滚动的距离为 $\pi d_8=\pi m_8 z_8$(d_8，m_8，z_8 分别为小齿轮 8 的分度圆直径、模数、齿数)。齿轮齿条传动的移动距离和速度的一般公式为

$$L=\frac{z_1 z_3 z_5 \cdots z_{k-1}}{z_2 z_4 z_6 \cdots z_k} \pi m_p z_p$$

$$v=n_1 \frac{z_1 z_3 z_5 \cdots z_{k-1}}{z_2 z_4 z_6 \cdots z_k} \pi m_p z_p$$

式中：L——输入轴每回转 1 周，小齿轮沿齿条的移动距离，mm；

v——小齿轮沿齿条的移动速度，mm/min；

m_p——齿轮齿条副小齿轮的模数，mm；

z_p——齿轮齿条副小齿轮的齿数；

n_1——输入轴转速，r/min。

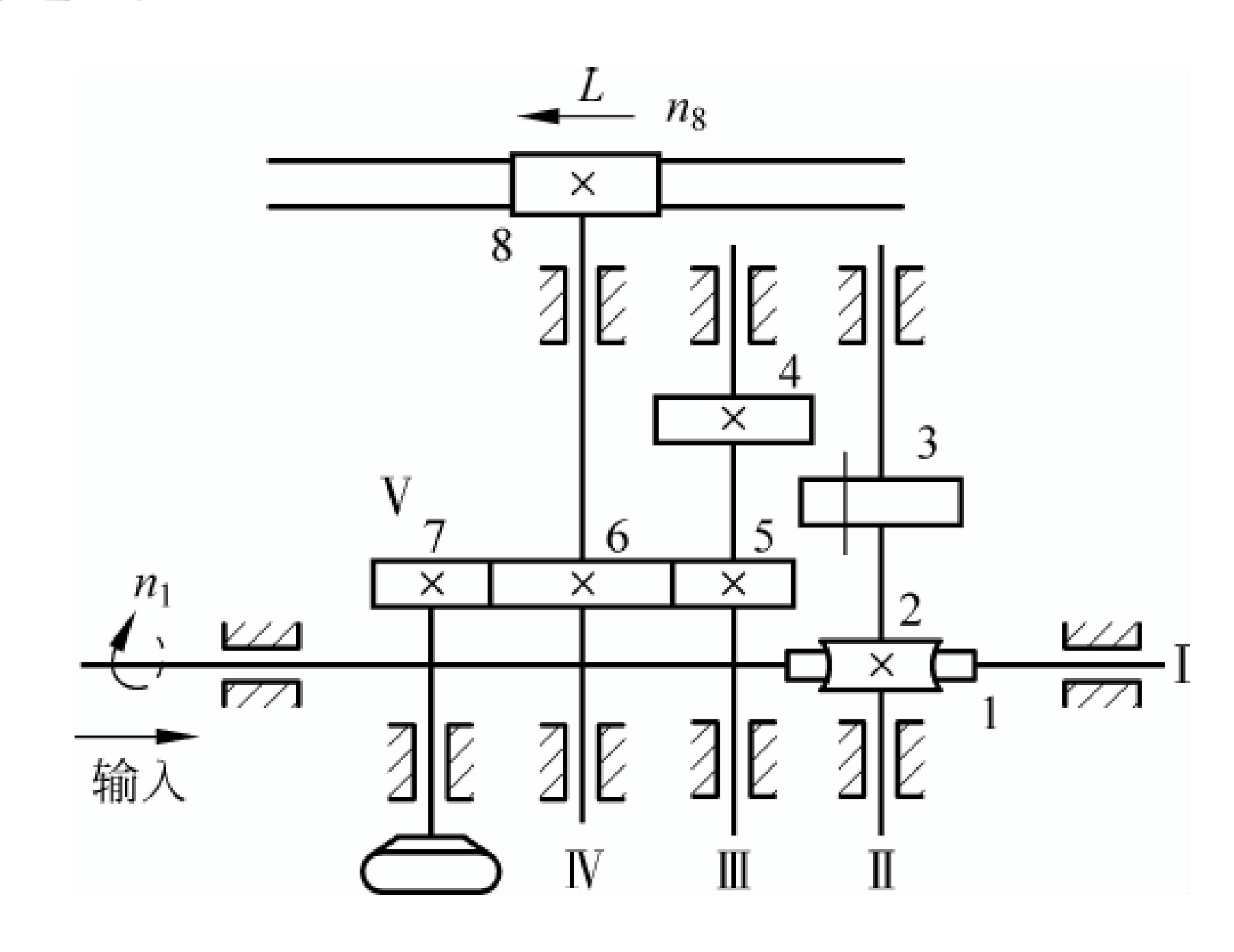


图 8-10 卧式车床溜板箱传动系统

例 8-3 在图 8-10 所示传动机构中，已知蜗杆 $z_1=4$（右旋），蜗轮 $z_2=30$，齿轮 $z_3=24$，$z_4=50$，$z_5=23$，$z_6=69$，$z_7=15$，$z_8=12$，$m_8=3\text{mm}$。试求当输入轴 Ⅰ 的转速 $n_1=40\text{r/min}$ 时，齿条的移动速度和移动方向。

解 当进给箱自动进给时，脱落蜗杆副啮合，滑移齿轮 3 与齿轮 4 啮合，齿条移动速度为

$$v=n_1\frac{z_1z_3z_5}{z_2z_4z_6}\pi m_8z_8=40\times\frac{4\times24\times23}{30\times50\times69}\times3.14\times3\times12=96.46(\text{mm/min})$$

齿条移动方向如图 8-10 所示。

在此机构中，当滑移齿轮 3 与齿轮 4 分离时，可以通过手动齿轮 7 带动齿轮 6（轴 Ⅳ）使小齿轮 8 沿齿条滚动，实现手动纵向进给。

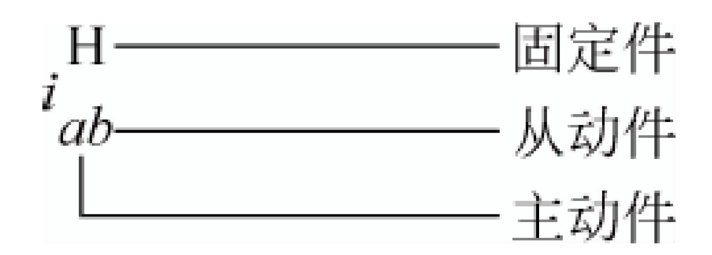
8.3 周转轮系传动比的计算

8.3.1 周转轮系传动比的计算

周转轮系传动时，行星轮做既有自转又有公转的复合运动。因此周转轮系传动比的计算方法不同于定轴轮系，但两者之间又存在一定的内在联系。可以通过转化轮系的方法（又称转化机构法）将周转轮系转化成一定条件下的定轴轮系，从而采用定轴轮系传动比的计算方法来计算周转轮系传动比。

所谓转化机构就是给整个周转轮系传动机构加上一个 $-n_H$ 转速（n_H 是指行星架转速），使整个机构成为相对于行星架不动的定轴轮系。

周转轮系传动的传动比代号含意如下：



例如，i_{ab}^{H}表示当行星架 H 件固定时，主动件 a 对从动件 b 的传动比。

如图 8-2(a)所示的周转轮系中，齿轮 1 和齿轮 3 绕固定轴线 O_1 回转，行星架 H 绕固定轴线 O_H 回转，齿轮 2 活套在行星架 H 的轴上(即齿轮与轴可相对转动)，且同时与齿轮 1 和齿轮 3 啮合。现设齿轮 1、齿轮 3 与行星架 H 的转向相同，转速分别为 n_1、n_3 和 n_H，且各自绕自身轴线回转。这时齿轮 2 除绕自身轴线以 n_2 转速回转外，还随行星架 H 一起公转。如果给周转轮系上加上一个与行星架 H 转速大小相等、方向相反的公共转速 $-n_H$ 时，行星架的转速则变为零，即行星架变成固定不动。这时，轮系中所有齿轮的轴线位置都固定不动，但轮系中各构件之间的相对运动关系并没有改变，这样就把周转轮系转化成为定轴轮系。由于转化轮系为定轴轮系，所以可以用定轴轮系传动比的计算方法来计算其传动比。轮系中各构件转化前后的转速见表 8-1。

表 8-1　轮系中各构件转化前后的转速列表

构　件	构件原来转速	构件在转化轮系中的转速
齿轮 1	n_1	$n_1^H = n_1 - n_H$
齿轮 2	n_2	$n_2^H = n_2 - n_H$
齿轮 3	n_3	$n_3^H = n_3 - n_H$
行星架 H	n_H	$n_H^H = n_H - n_H = 0$

转化机构中 1、3 两轮的传动比为

$$i_{13}^{H} = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = (-1)^1 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = -\frac{z_3}{z_1}$$

式中的“$-$”号表示轮 1、轮 3 在转化机构中的转向相反。

推广到一般情况，周转轮系的转化机构的传动比计算公式为

$$i_{1k}^{H} = \frac{n_1 - n_H}{n_k - n_H} = (-1)^m \frac{\text{转化机构在 }1,k\text{ 间各从动轮齿数的连乘积}}{\text{转化机构在 }1,k\text{ 间各主动轮齿数的连乘积}}$$

使用上式时应注意：

(1) 1、k 和 H 3 个构件的轴线应互相平行，且 n_1、n_k、n_H 是代数值，必须代入正、负号。对于差动轮系，如两构件转速相反时，一构件用正值代入，另一构件则以负值代入，第三个构件的转速用所求得的正负号来判别。

(2) $i_{ab}^{H} \neq i_{ab}$。i_{ab}^{H}是周转轮系的转化机构的传动比，亦即齿轮 a、b 相对于行星架 H 的传动比。而 i_{ab} 是周转轮系中 a、b 两齿轮的传动比。

例 8-4　图 8-11 所示的轮系中，中心轮 4 固定($n_4 = 0$)，行星架 H 为主动件，齿轮 1 为从动件。已知 $z_1 = 100$，$z_2 = 101$，$z_3 = 100$，$z_4 = 99$。试求 i_{H1} 传动比的大小。

解　该轮系为行星轮系，用转化轮系的方法，得

$$i_{14}^{H} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = (-1)^2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = +\frac{9999}{10000}$$

由于 $n_4 = 0$，得

$$i_{14}^{H} = \frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = 1 - \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{1H}$$

即

$$i_{1H} = 1 - i_{14}^{H} = 1 - \frac{9999}{10000} = \frac{1}{10000}$$

图 8-11　例 8-4 图

所以

$$i_{H1}=\frac{1}{i_{1H}}=10000$$

由此可见，行星轮系可以用少量齿轮得到很大的传动比，比定轴轮系紧凑、轻便得多。但传动比大时，它的效率很低，且反行程会发生自锁。这种轮系常用在仪表中测量高速转动或作为精密微调机构。

又上例中若 $z_1=99$，其他不变，则传动比 $i_{H1}=-100$。证明如下：

因为

$$i_{14}^{H}=\frac{n_1-n_H}{n_4-n_H}=(-1)^2\frac{z_2z_4}{z_1z_3}=\frac{101\times 99}{99\times 100}=\frac{101}{100}$$

又

$$i_{1H}=1-i_{14}^{H}=1-\frac{101}{100}=-\frac{1}{100}$$

所以

$$i_{H1}=\frac{1}{i_{1H}}=-100$$

从上述结果可见，对于同一种行星轮系，仅有一个齿轮的齿数变动了一个齿，而轮系的传动比竟变化了 100 倍，且转动方向也发生变化。这和定轴轮系是大不相同的。

8.3.2　组合轮系传动比的计算

如果齿轮系中既包含定轴轮系，又包含周转轮系，则称为组合轮系。

计算组合轮系的传动比时，不能将整个轮系单纯地按求定轴轮系或周转轮系传动比的方法来计算，而应将组合轮系中的定轴轮系或周转轮系区别开，分别列出它们的传动比计算公式，最后联立求解。

分析组合轮系的关键是先找出周转轮系。方法是先找出行星轮与行星架，再找出与行星轮相啮合的中心轮。找出所有的周转轮系后，剩下的就是定轴轮系。

例 8-5　图 8-12 所示的齿轮系中，已知齿轮 1 的转速 $n_1=700\text{r/min}$，转向如图所示。各轮齿数分别为 $z_1=z_4=40$，$z_2=z_5=30$，$z_3=z_6=100$，试求行星架 H 的转速 n_H。

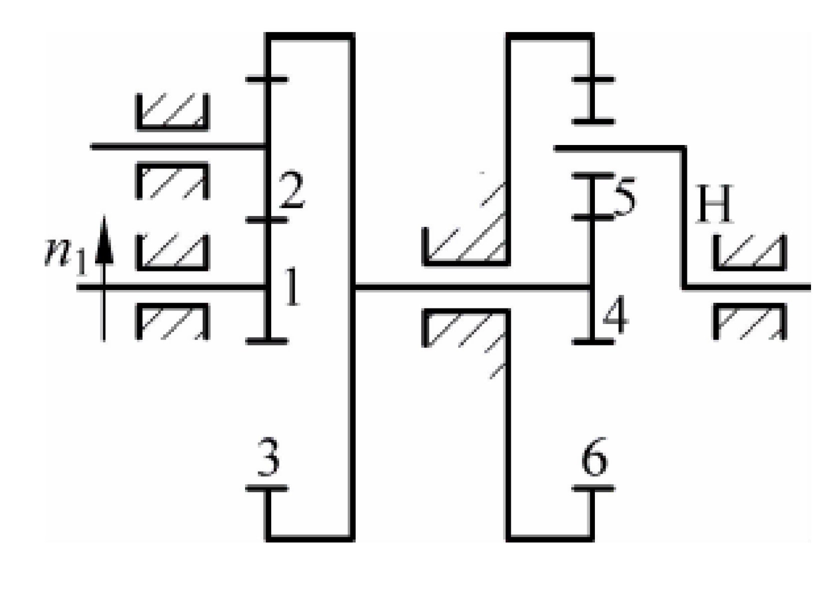


图 8-12　例 8-5 图

解　该齿轮系是组合轮系。按照上述方法划出基本行星轮系。齿轮 4、齿轮 5、齿轮 6 及 H 为一基本行星轮系，齿轮 1、齿轮 2、齿轮 3 是定轴轮系。

对行星轮系 4-5-6-H，其转化机构的传动比为

$$i_{46}^{H}=\frac{n_4-n_H}{n_6-n_H}=\frac{n_4-n_H}{0-n_H}=1-\frac{n_4}{n_H}=-\frac{z_6}{z_4}=-\frac{100}{40}=-2.5$$

$$i_{4H}=1+2.5=3.5$$

对定轴轮系 1—2—3，其传动比为

$$i_{13}=n_1/n_3=-z_3/z_1=-100/40=-2.5$$

因轮 3、轮 4 固接在同一轴上，所以 $n_3=n_4$，因此

$$i_{1H}=i_{13}\times i_{3H}=i_{13}\times i_{4H}=-2.5\times 3.5=-8.75$$

所以

$$n_H = n_1 / i_{1H} = 700/(-8.75) = -80\text{r/min}$$

n_H 为负值，说明其转向与 n_1 相反。

思考题

1. 什么是轮系？轮系在实际应用中有哪些特点？

2. 什么是定轴轮系？什么是周转轮系？它们是根据什么来区分的？

3. 定轴轮系的旋转方向如何确定？传动比的正、负号表示什么含义？画箭头方法表示旋转方向应注意什么？在什么情况下用画箭头方法来表示旋转方向？

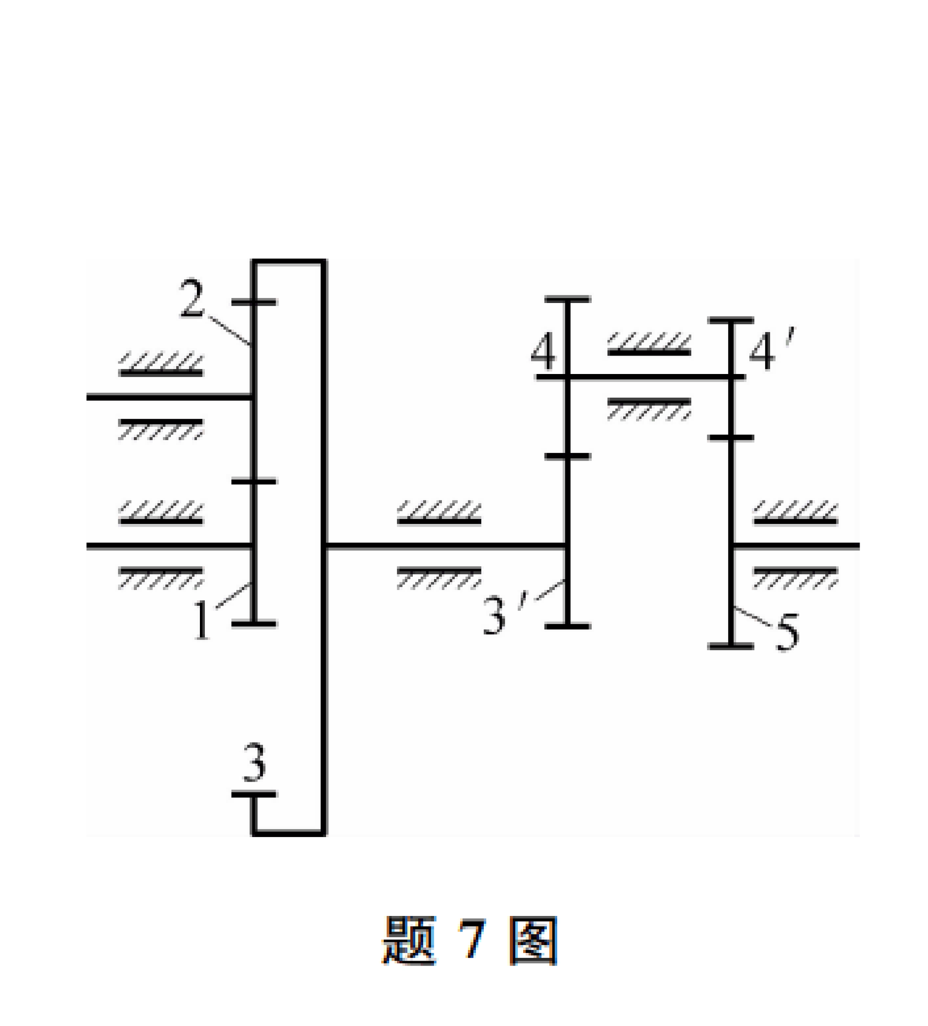
4. 何为惰轮？它有什么作用？它对轮系传动比的计算有什么影响？

5. 周转轮系分哪两种？它们的主要区别在哪里？

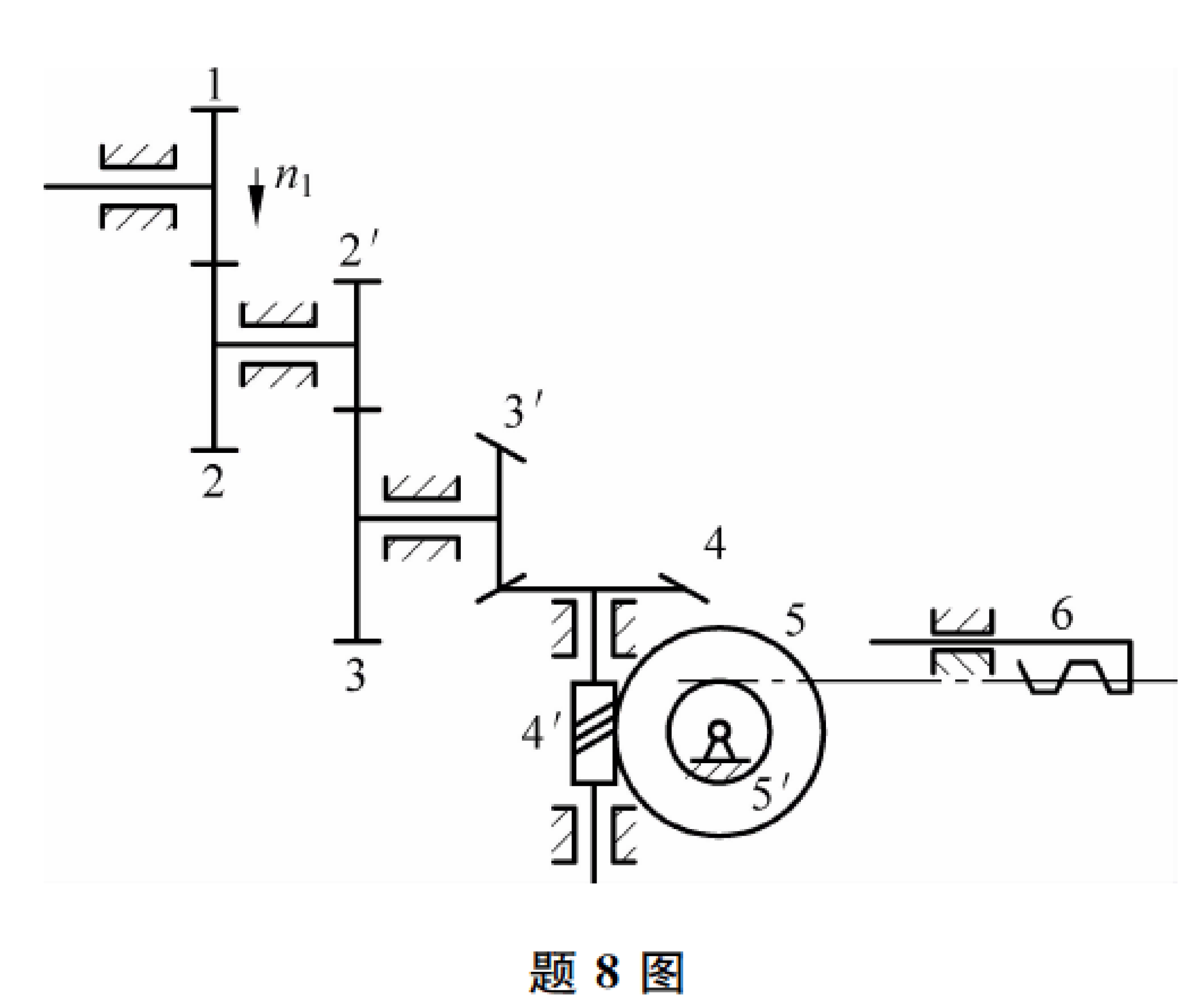
6. 什么是转化轮系？它的传动比如何计算？

7. 题 7 图所示轮系中，已知各标准圆柱齿轮齿数 $z_1 = z_2 = 20$，$z_3 = 60$，$z_{4'} = 22$，$z_4 = 30$，$z_5 = 34$，各轮模数相同。试计算轮 3′的齿数和传动比 i_{15}。

8. 题 8 图所示轮系中，已知 $z_1 = 15$，$z_2 = 25$，$z_{2'} = 15$，$z_3 = 30$，$z_{3'} = 15$，$z_{4'} = 2$（右旋），$z_4 = 30$，$z_5 = 60$，$z_{5'} = 20$（$m = 4\text{mm}$）。若 $n_1 = 500\text{r/min}$，转向如图中箭头所示，求齿条 6 的线速度的大小和方向。

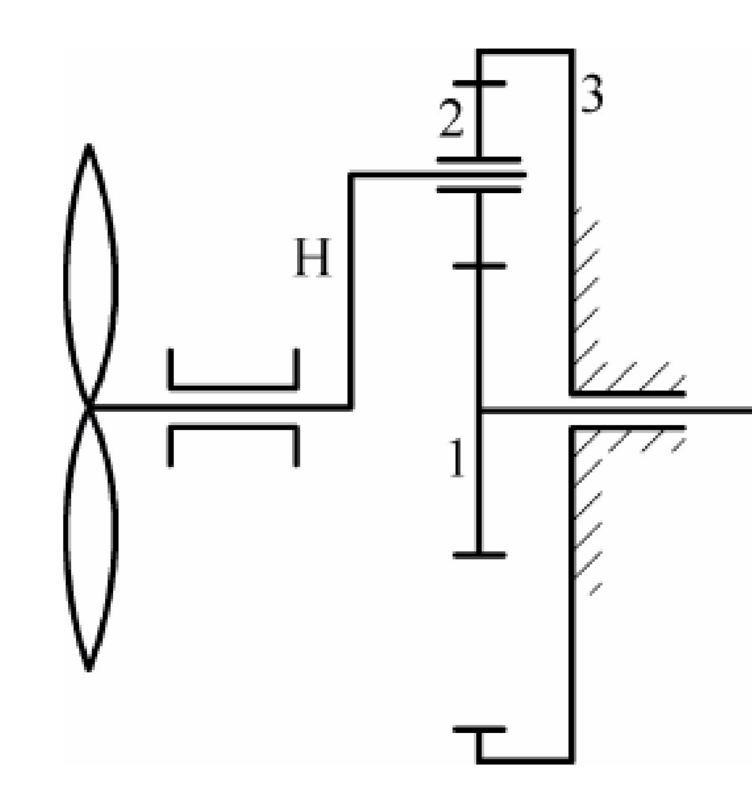


题 7 图



题 8 图

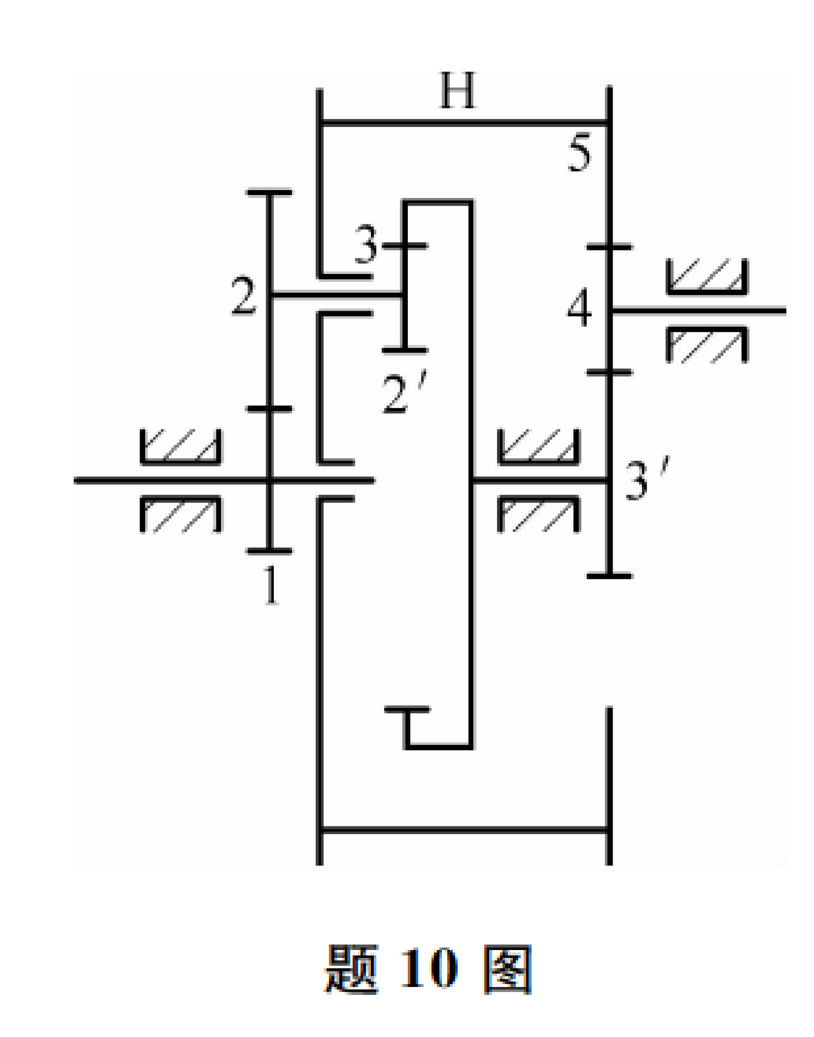
9. 某发动机行星减速器如题 9 图所示，齿轮 1 与曲轴连接，行星架 H 与螺旋桨连接。已知：$z_1 = 20$，$z_2 = 15$，$z_3 = 50$，中心轮 3 固定不动。试求轮系传动比 i_{1H} 的大小，并确定 $n_1 = 1400\text{r/min}$ 时，螺旋桨的转速 n_H。



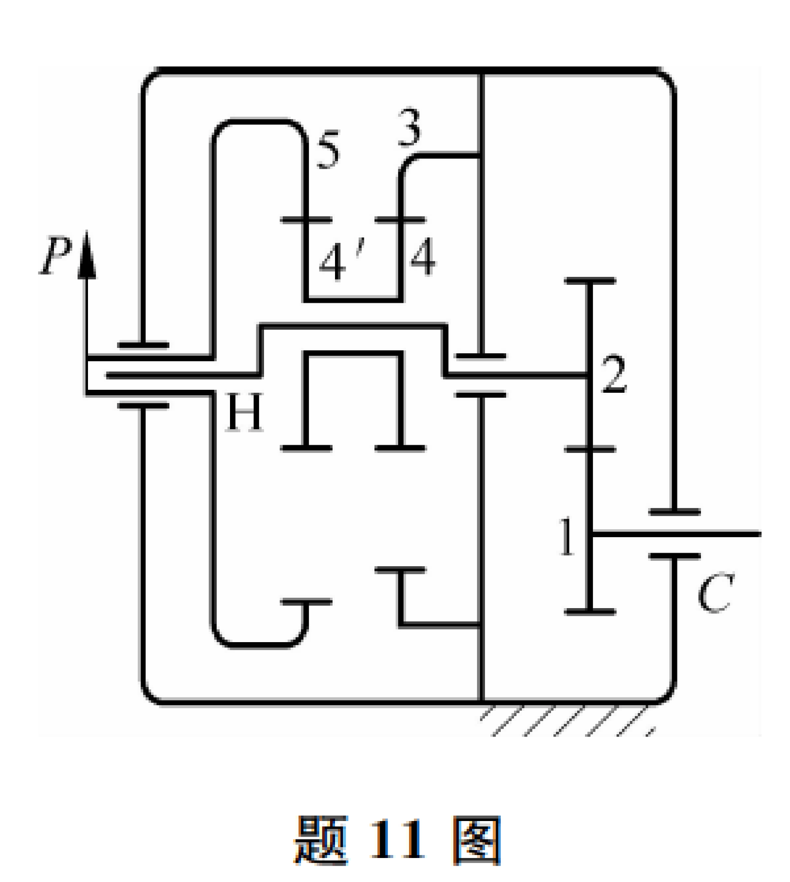
题 9 图

10. 在题 10 图所示的电动卷扬机的减速器的轮系中，已知各轮齿数分别为 $z_1 = 24$，$z_2 = 48$，$z_{2'} = 30$，$z_3 = 90$，$z_{3'} = 40$，$z_4 = 20$，$z_5 = 80$，求轮系传动比 i_{1H}。又若 $n_1 = 1450\text{r/min}$，求 n_H。

11. 在题 11 图所示的自行车里程表的机构中，C 为车轮轴，已知 $z_1 = 17$，$z_3 = 23$，$z_4 = 19$，$z_{4'} = 20$，$z_5 = 24$，设车轮的有效直径约为 0.7m，当车行 1km 时，表指针 P 刚好回转一周，求齿轮 2 的齿数。



题 10 图



题 11 图

第 9 章

轴

导读

轴是组成机器的主要零件之一,它支承回转运动零件以传递运动和转矩。本章主要介绍了轴的用途、分类、结构及设计的基本要求,以帮助我们正确选用和设计轴和轴类零件。

9.1 轴的作用和分类

9.1.1 轴的作用

轴的作用主要是两个方面:

(1) 起支承作用,支承轴上的零件,并使其具有确定的工作位置。

(2) 起传递运动和动力的作用。

9.1.2 轴的分类

根据轴的受载情况不同,可分为心轴、传动轴、转轴 3 种类型。

1. 心轴

心轴在工作时只承受弯矩而不传递转矩,如铁路机车的轮轴和自行车的前轮轴。心轴可以是转动的,如图 9-1(a)所示的铁路机车的轮轴;也可以是固定不动的,如图 9-1(b)所示的自行车的前轮轴。

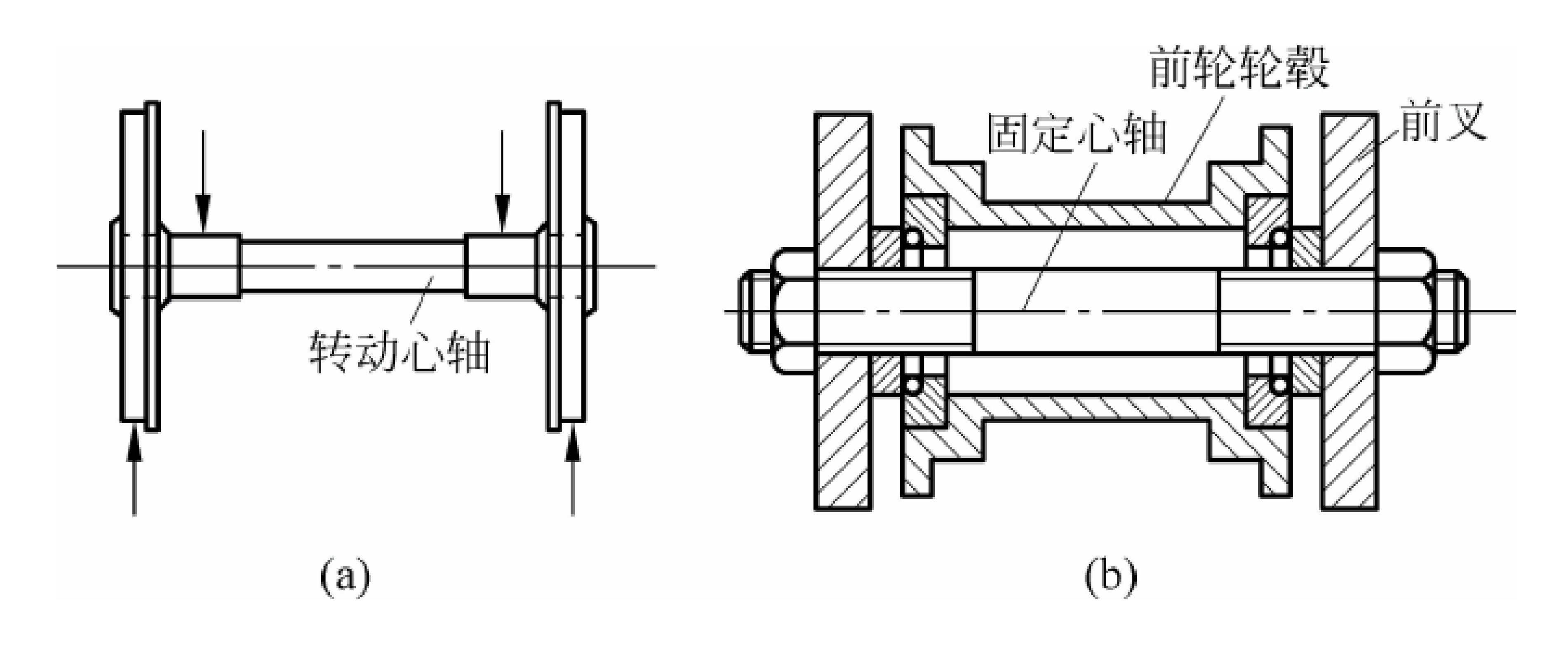


图 9-1 心轴

2. 传动轴

传动轴在工作时只传递转矩,而不承受弯矩或承受很小弯矩。图 9-2 所示的传动轴是

汽车变速箱与后桥差速器之间的轴。

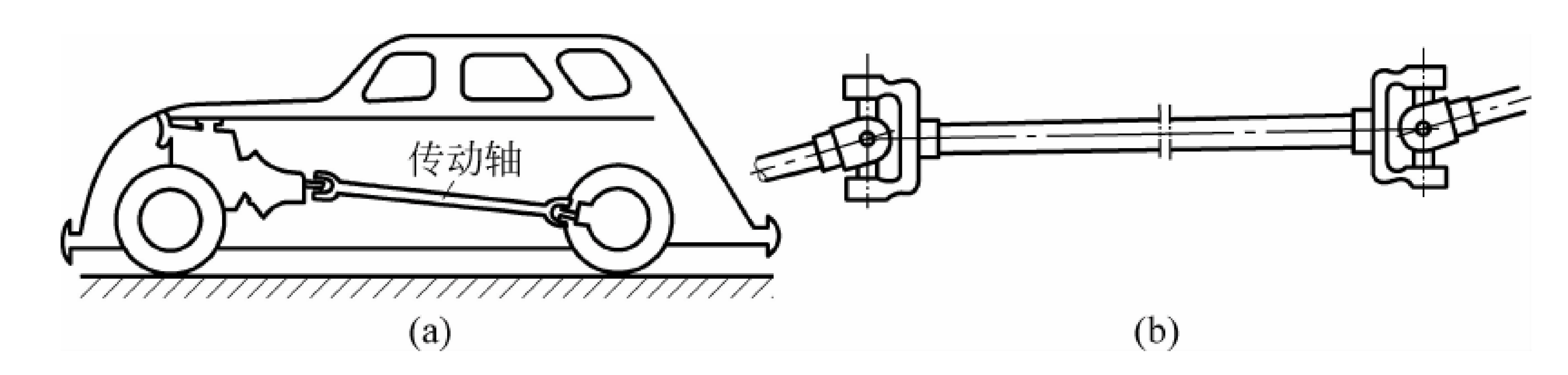


图 9-2　汽车传动轴

3. 转轴

转轴在工作时既传递转矩又承受弯矩，如机床的主轴和减速器中的齿轮轴(见图 9-3)就属于转轴。转轴是机械中最常用的轴，通常简称为轴。

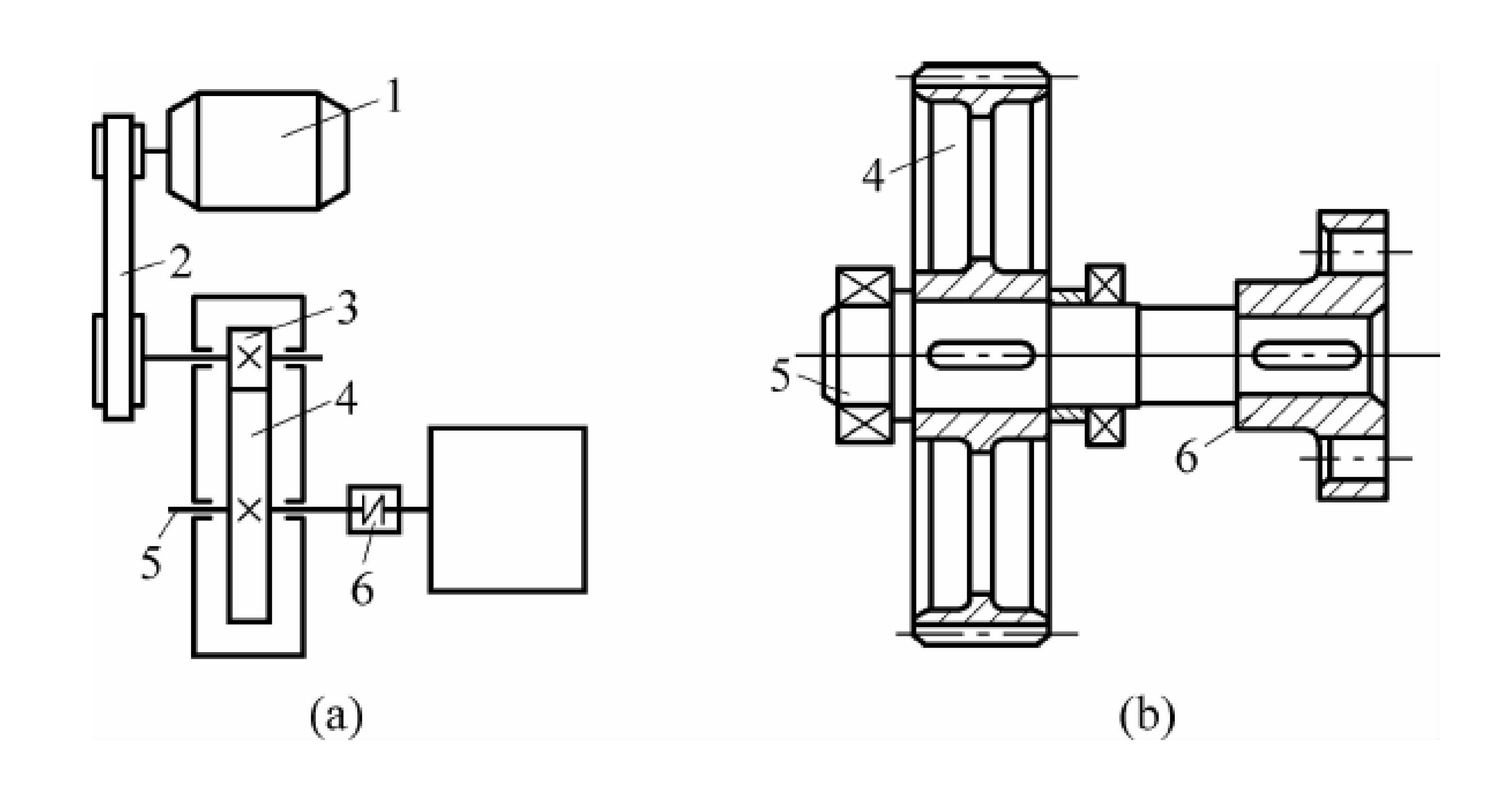


图 9-3　转轴

1—电动机；2—传动带；3—小齿轮；4—大齿轮；5—输出轴；6—联轴器

如图 9-4 所示，按照轴的不同轴线形状，轴又分为直轴、曲轴(见图 9-4(a))、挠性钢丝轴(见图 9-4(b))。直轴按其外形不同，又可分为直径无变化的光轴(见图 9-4(c))、直径有变化的阶梯轴(见图 9-4(d))和空心轴(见图 9-4(e))。

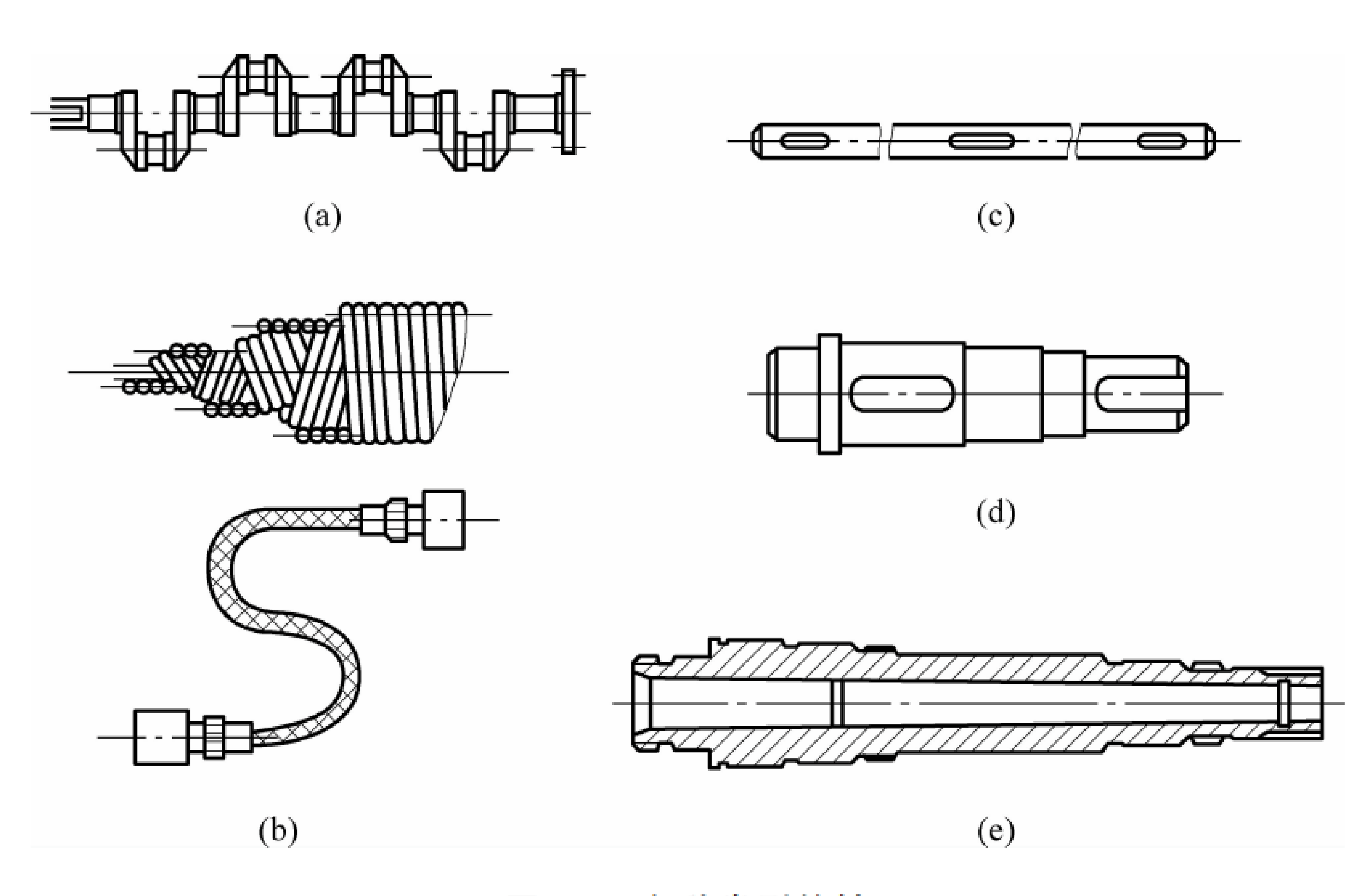


图 9-4　各种类型的轴

9.2 轴设计的基本要求及轴的结构设计

9.2.1 轴设计的基本要求

图 9-5 所示为单级齿轮减速器的高速轴。轴主要由轴颈、轴头、轴身 3 部分组成。轴与轴承配合处的轴段③、⑦称为轴颈。安装轮毂的轴段①、④称为轴头。连接轴颈和轴头间的轴段②、⑥称为轴身。

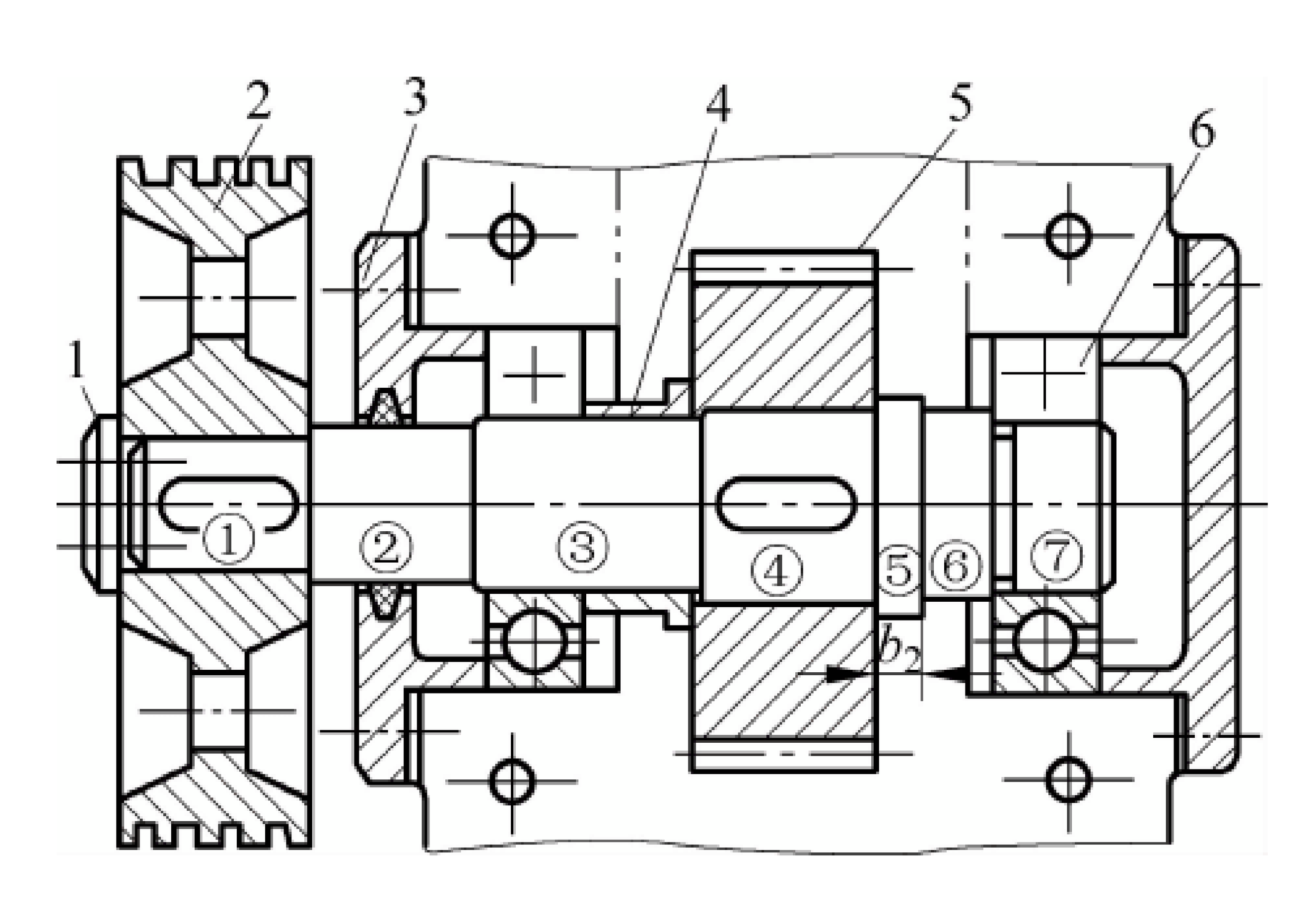


图 9-5 轴的结构

1—轴端挡圈；2—带轮；3—轴承盖；4—套筒；5—齿轮；6—滚动轴承

轴的设计是由很多因素决定的。设计轴时应注意下列要求：①要保证轴有足够的强度和刚度；②轴上零件受力要合理，在轴上应有确定的位置；③应有良好的加工工艺性和经济性；④要便于装配、调整和维修；⑤尽量节省材料，减轻重量。

9.2.2 轴的结构设计

对轴的结构进行设计主要是确定轴的结构和尺寸。下面以单级齿轮减速器的高速轴为例，来说明结构设计要求。

1. 便于装卸轴上零件

轴的形状通常采用阶梯形，因为阶梯形的强度接近于等强度，且又容易加工，也便于轴上零件的定位和装卸。因此机械中的轴大多数是阶梯形的。

2. 确定各轴段的直径和长度

通常先根据轴所传递的转矩，按扭转强度来初步估算轴的直径，并圆整成标准值，作为整个轴的最小直径 d_{min}，即图 9-5 中轴外伸端带轮①处的直径 d_1。再按照装配方案和结构要求，确定各轴肩高度，从而得到各轴段直径。

各轴段的长度，主要是根据该段所装零件与其配合部分的轴向尺寸和相邻零件的间距以及机器（或部件）的总体布局要求确定的。

9.2.3 轴上零件的固定

1. 轴上零件的轴向固定

为了使零件在装配时能获得准确的轴向位置，并且在工作时不因受到轴向力而发生改

变，必须保证轴上零件在轴向实现定位和固定。

零件的轴向固定方法有很多，主要包括以下几种。

(1) 利用轴肩(或轴环)实现轴上零件的直接定位

如图 9-6 所示，轴肩(或轴环)是指阶梯轴上截面尺寸发生变化的部位。轴肩(或轴环)结构简单，定位方便可靠，能承受较大的轴向力。轴肩由定位面和内圆角组成。为了保证轴上零件的端面能紧靠定位面，轴肩的内圆角半径 r 应小于零件上的外圆角半径 R 或倒角 C_1。

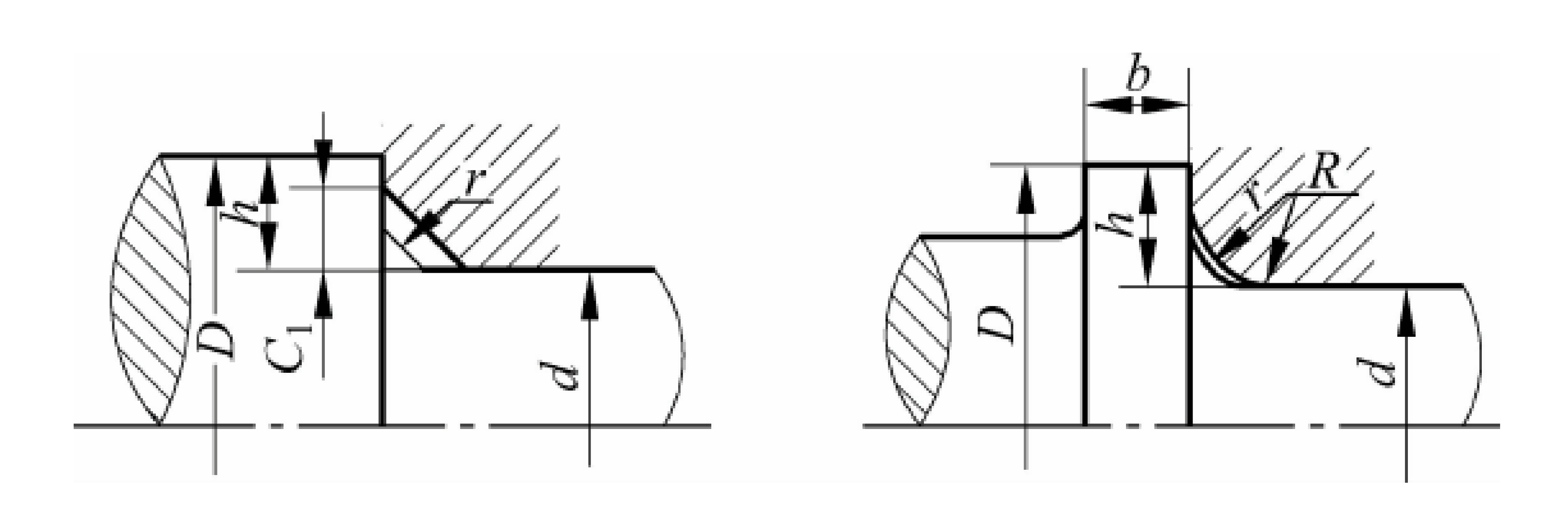


图 9-6　轴肩与轴环

(2) 利用套筒定位

如图 9-7(a)所示，齿轮和滚动轴承之间采用套筒实现双向相对固定。但套筒与轴配合较松，不宜用于高速转轴。

(3) 利用轴端挡圈实现外伸轴端上的零件固定

如图 9-7(b)所示，左端的轴端挡圈固定轴端的带轮。

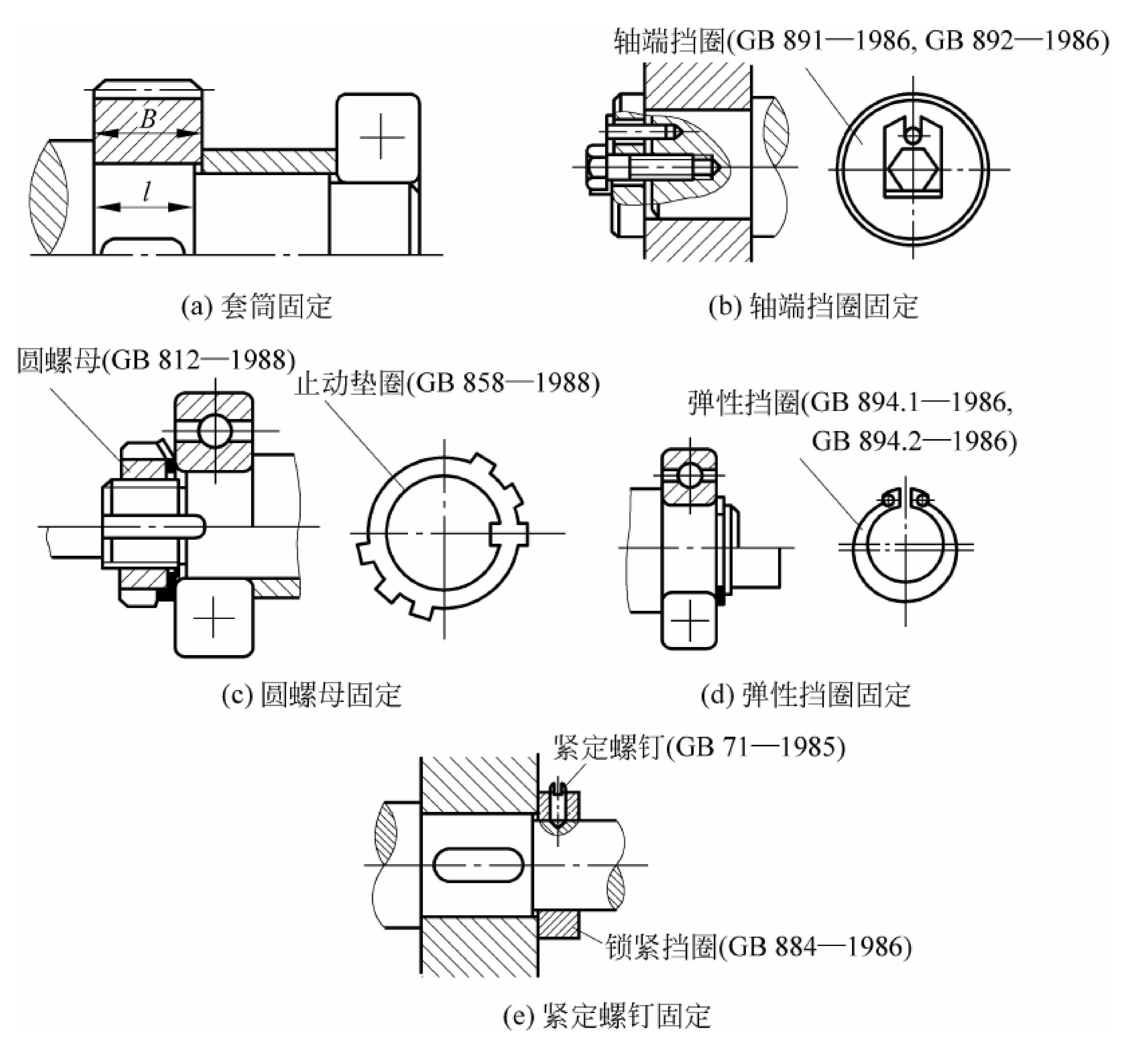


图 9-7　轴向固定方法

(4) 采用螺母固定

如图 9-7(c)所示,这种固定可靠,且能实现轴上零件的间隙调整。

(5) 弹性挡圈固定

如图 9-7(d)所示,这种固定结构紧凑,但只适用于轴向载荷较小的场合。

(6) 利用紧定螺钉固定

如图 9-7(e)所示,多用于光轴上零件的固定,并兼有周向固定作用,但传递的力较小,不适用于高速转动的轴。

2. 轴上零件的周向固定

为保证轴运转时传递转矩或避免与轴发生相对转动,轴上零件还必须实现周向固定。如图 9-8 所示,轴上零件的周向固定往往采用键连接或花键连接;有时采用销连接、弹性环连接、成形连接、过盈配合连接等。例如,滚动轴承内圈与轴采用过盈配合连接;受力大且要求零件作轴向移动时,采用花键连接。

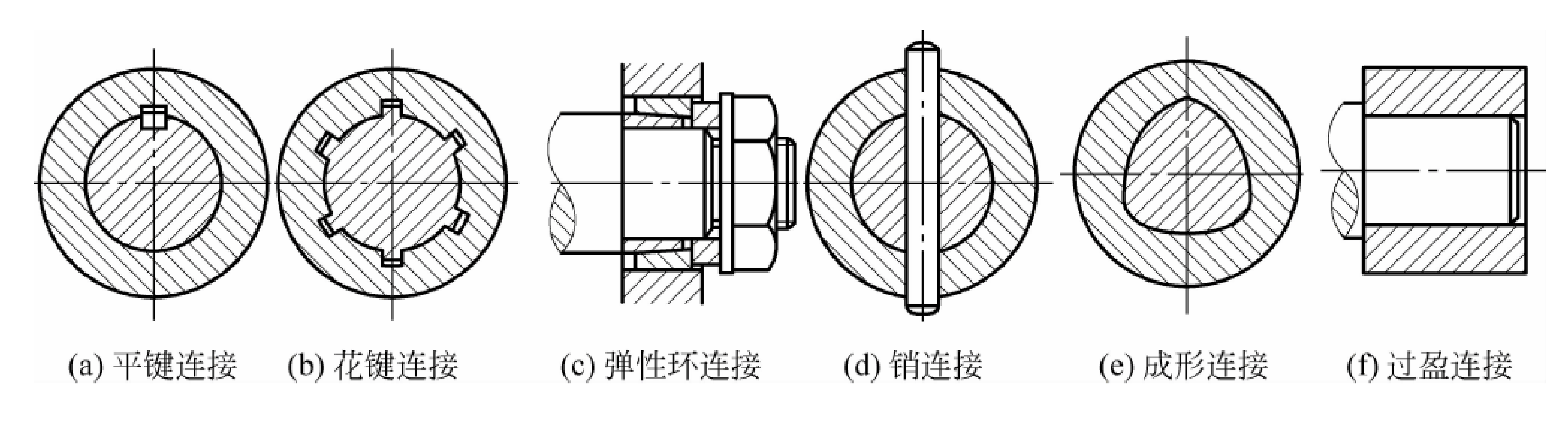


图 9-8 周向固定方法

9.2.4 轴的制造与装配工艺要求

当同一轴上多个轴段有键槽时,键槽的尺寸应尽可能一致,并处在同一母线上。

轴上有需要磨削或车制螺纹的轴段,则应留出砂轮越程槽或螺纹退刀槽,如图 9-9 所示。

轴上直径相近的圆角、倒角、砂轮越程槽和螺纹退刀槽的宽度应尽可能一致。

为了便于装配,安装时轴上零件所经过的各个轴段直径应小于零件的孔径,同时为了避免损伤配合零件,各轴端需倒角。

与传动零件过盈配合的轴段,可设置 10°的导锥,以便装配时零件能顺利导装到轴上(见图 9-10)。

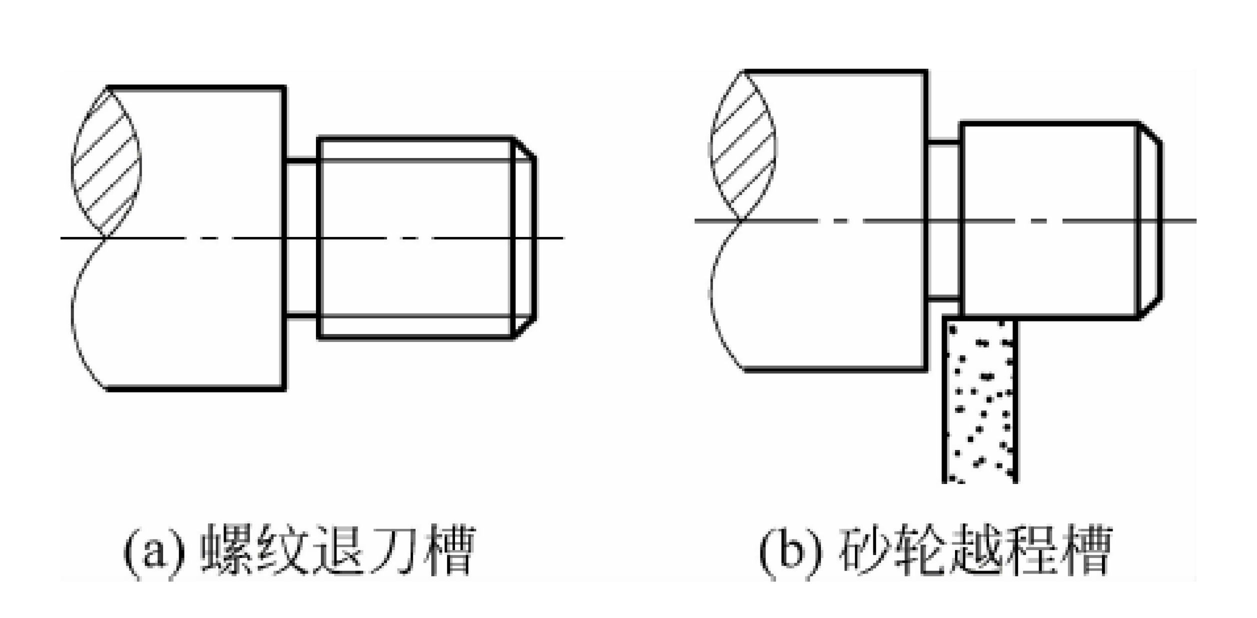


图 9-9 加工工艺槽

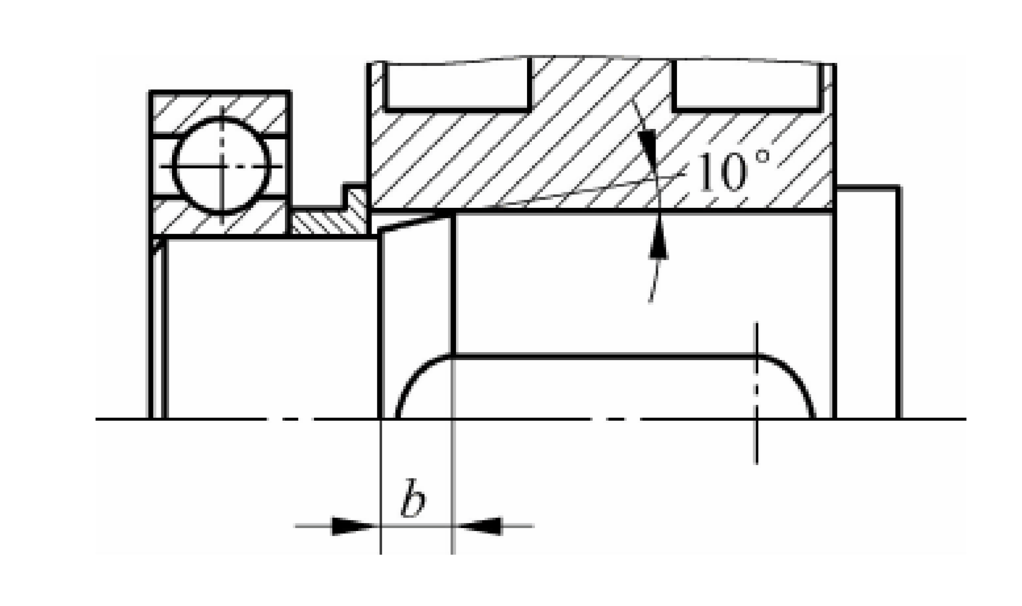


图 9-10 过盈配合的导锥

思考题

1. 自行车的中轴和后轮轴是什么类型的轴？为什么？
2. 轴上零件的周向固定有哪些方法？
3. 轴上零件的轴向固定有哪些方法？各有何特点？
4. 在考虑轴的结构工艺性时，应注意哪些事项？

第 10 章

轴　　承

导读

轴承是用来支承轴及轴上零部件的重要零件，主要用来保持轴的旋转精度和安装位置，减少轴与支承之间的摩擦和磨损。根据轴承工作时的摩擦性质不同，轴承分为滚动轴承和滑动轴承两大类。本章主要介绍滚动轴承的组成、代号及如何正确使用，滑动轴承仅做一般介绍。通过本章学习，要求能正确使用各类轴承，合理选择轴承的类型，进行轴承的组合设计。

在机器中，轴承的功用是支承转动的轴及轴上零件。轴承性能的好坏直接影响机器的性能。所以，轴承是机器的重要组成部分。

根据摩擦性质的不同，轴承分为滚动轴承（见图 10-1(a)）和滑动轴承（见图 10-1(b)）两大类。

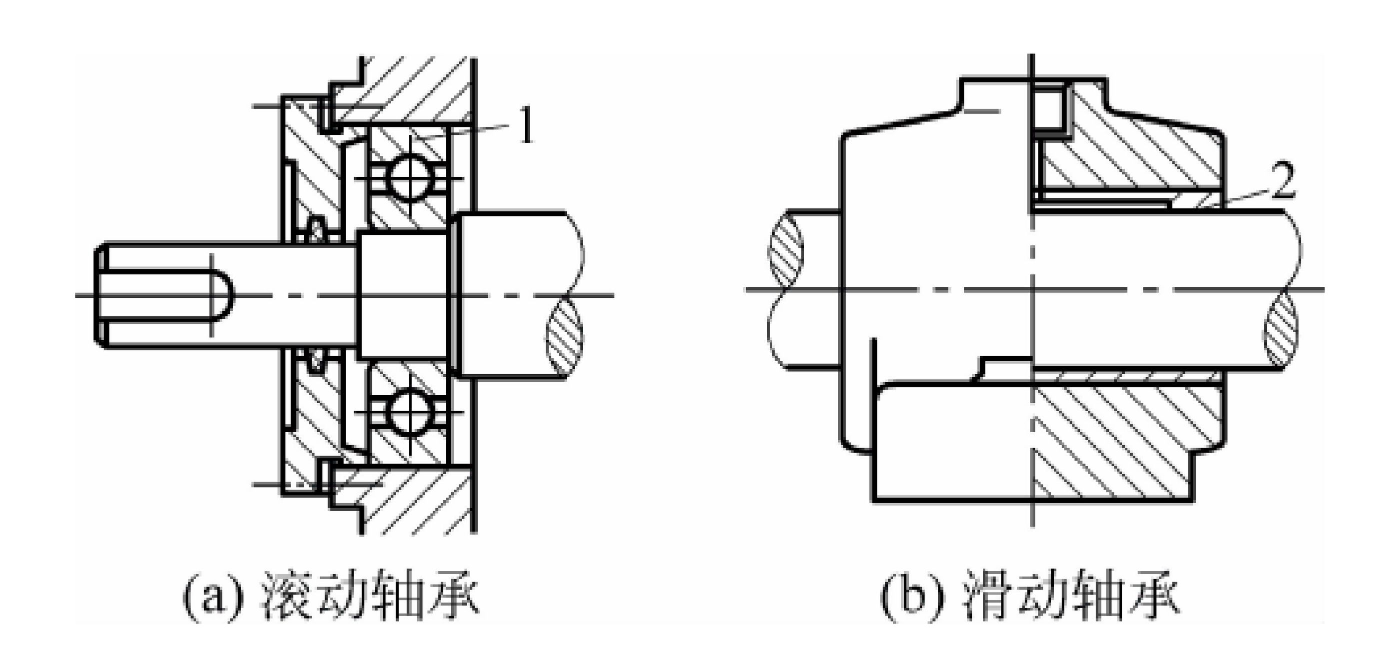


图 10-1　滚动轴承和滑动轴承

1—滚动轴承；2—轴瓦

与滑动轴承相比，滚动轴承的特点是启动灵敏，运转时摩擦力矩小，效率高，润滑方便，易于更换，轴承间隙可预紧、调整，但抗冲击能力差。滑动轴承承受载荷的面积大，故滑动轴承的承载能力比滚动轴承强。

滚动轴承是机械设备中应用较广的标准化部件，由专业制造厂批量生产，使用者只需根据工作情况，按标准合理选用。

10.1　滚动轴承的结构与类型

10.1.1　滚动轴承的结构

如图 10-2 所示，滚动轴承由内圈、外圈、滚动体和保持架等组成。

滚动轴承的内、外圈上做有滚道，滚动体沿滚道滚动。滚道既起导轨的作用，又能限制滚动体的轴向移动，并且改善了滚动体与座圈之间的接触状况。保持架用来隔开两相邻滚动体，以减少它们之间的摩擦。一般情况下，滚动轴承的内圈装在被支承轴的轴颈上，外圈装在轴承座(或机座)孔内。

滚动体是滚动轴承中必不可少的元件，常见的滚动体种类有球、圆柱滚子、圆锥滚子、球面滚子和滚针等，如图 10-3 所示。

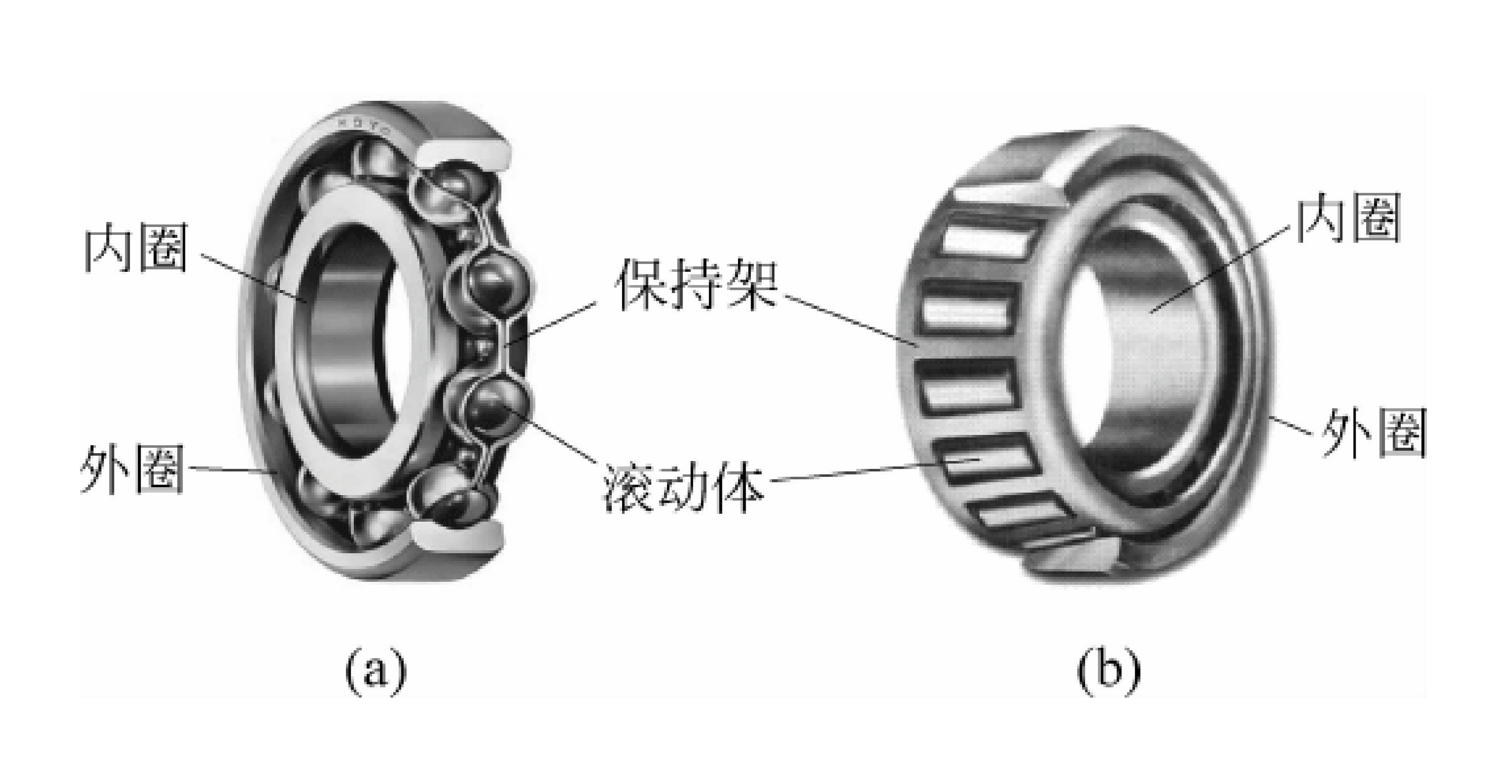


图 10-2　滚动轴承的结构

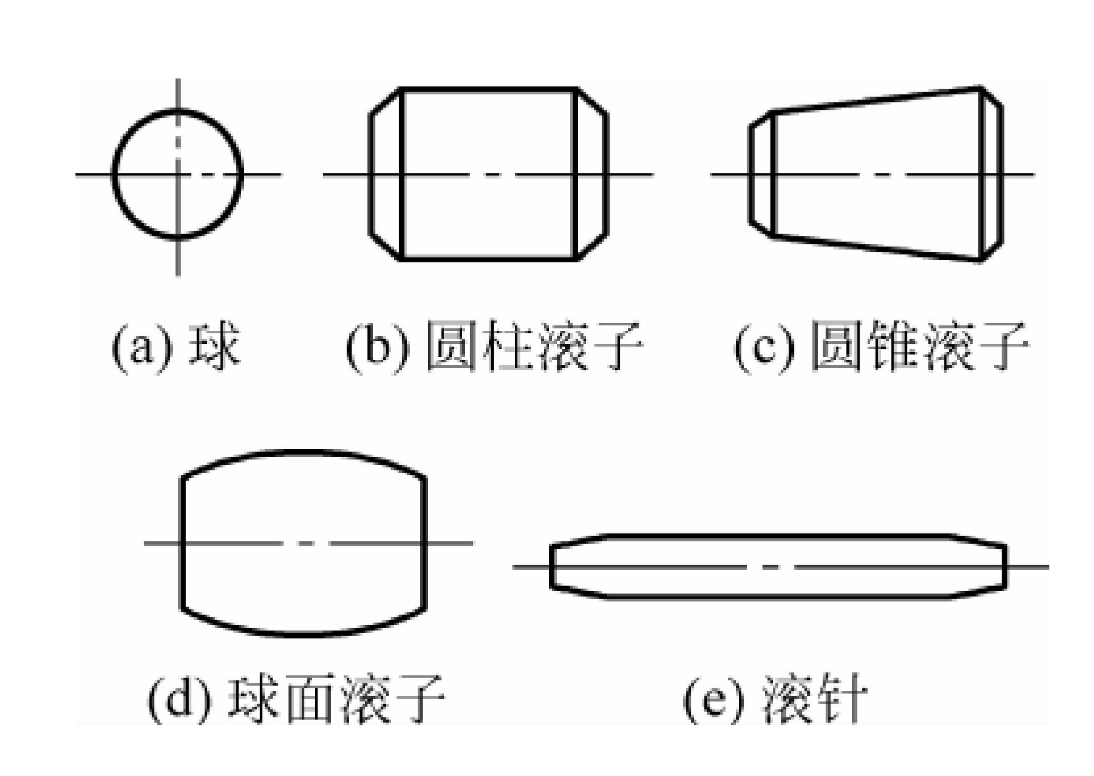


图 10-3　滚动体种类

10.1.2　滚动轴承的类型

滚动轴承分类的方式很多，按滚动体种类，可分为球轴承和滚子轴承；按所能承受载荷的方向，可分为以承受径向载荷为主的向心轴承和以承受轴向载荷为主的推力轴承两大类；此外，还有按能否自动调心等分类方式。常用的滚动轴承类型和特性见表 10-1。

表 10-1　常用滚动轴承的类型和特性

轴承名称	结　构　图	简图及承载方向	类型代号	基 本 特 性
调心球轴承			1	主要承受径向载荷，同时可承受少量的双向轴向载荷。外圈内滚道为球面，能自动调心，允许角偏差<2°～3°。适用于弯曲刚度小的轴
调心滚子轴承			2	主要用于承受径向载荷，同时能承受少量的双向轴向载荷，其承载能力比调心球轴承大。具有自动调心性能，允许角偏差<1°～2.5°。适用于重载和冲击载荷的场合

续表

轴承名称		结构图	简图及承载方向	类型代号	基本特性
推力调心滚子轴承				2	能承受很大的轴向载荷和不大的径向载荷。允许角偏差＜2°～3°。适用于重载和要求调心性能好的场合
圆锥滚子轴承				3	能同时承受较大的径向载荷和轴向载荷。内外圈可分离，通常成对使用，对称布置安装
双列深沟球轴承				4	主要承受径向载荷，也能承受一定的双向轴向载荷，它比深沟球轴承的承载能力大
推力球轴承	单向			5 (5100)	只能承受单向轴向载荷，适用于轴向载荷大而转速不高的场合
	双向			5 (5200)	可承受双向轴向载荷，用于轴向载荷大、转速不高的场合
深沟球轴承				6	主要承受径向载荷，也可同时承受少量双向轴向载荷。摩擦阻力小，极限转速高，结构简单，价格便宜，应用最广泛

续表

轴承名称	结　构　图	简图及承载方向	类型代号	基 本 特 性
角接触球轴承			7	能同时承受径向载荷与轴向载荷，公称接触角 α 有 15°、25°、40°三种，接触角越大，承受轴向载荷的能力越大。适用于转速较高、同时承受径向和轴向载荷的场合
推力圆柱滚子轴承			8	能承受很大的单向轴向载荷，承载能力比推力球轴承大得多，不允许有角偏差
圆柱滚子轴承			N	外圈无挡边，只能承受纯径向载荷。与球轴承相比，承受载荷的能力较大，尤其是承受冲击载荷。但极限转速较低

10.2　滚动轴承的代号

滚动轴承的类型很多，同一类型的轴承又有各种不同的结构、尺寸、公差等级和技术性能等。例如较为常用的深沟球轴承，在尺寸方面有大小不同的内径、外径和宽度(见图 10-4(a))，在结构上有带防尘盖(见图 10-4(b))和外圈上有止动槽(见图 10-4(c))等结构。为了完整地反映滚动轴承的外形尺寸、结构及性能参数等，国家标准在轴承代号中规定了各个相应的项目，滚动轴承代号的构成见表 10-2。



(a) 不同尺寸的轴承　(b) 带防尘盖结构　(c) 外圈上有止动槽结构

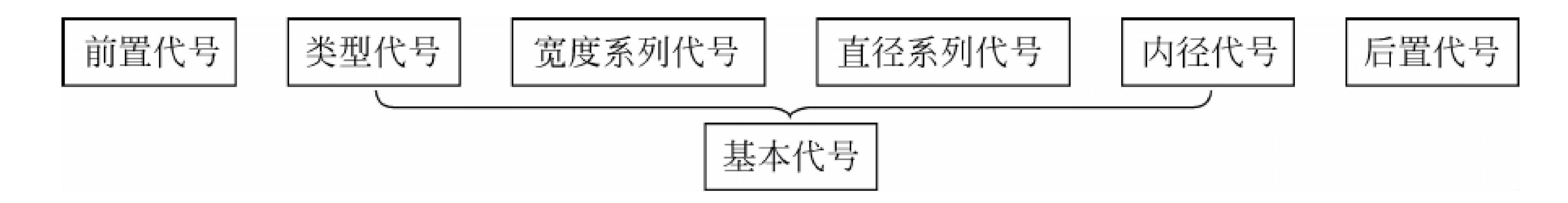
图 10-4　深沟球滚动轴承

表 10-2　滚动轴承代号的构成

<table>
<tr><td rowspan="2">前置代号</td><td colspan="5">基本代号</td><td colspan="8">后置代号</td></tr>
<tr><td>五</td><td>四</td><td>三</td><td>二</td><td>一</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td></tr>
<tr><td rowspan="3">成套轴承分部件代号</td><td rowspan="2">类型代号</td><td colspan="2">尺寸系列代号</td><td colspan="2" rowspan="3">内径代号</td><td rowspan="3">内部结构代号</td><td rowspan="3">密封、防尘与外部形状变化代号</td><td rowspan="3">保持架及其材料代号</td><td rowspan="3">轴承材料代号</td><td rowspan="3">公差等级代号</td><td rowspan="3">游隙代号</td><td rowspan="3">配置代号</td><td rowspan="3">其他代号</td></tr>
<tr><td>宽度系列代号</td><td>直径系列代号</td></tr>
<tr><td colspan="3">组合代号</td></tr>
</table>

注：国家标准对滚针轴承的基本代号另有规定。

滚动轴承代号由前置代号、基本代号和后置代号 3 部分构成，其中基本代号是滚动轴承代号的核心，其排列次序如下：



10.2.1　基本代号

基本代号表示轴承的基本类型、结构和尺寸，一般由轴承类型代号、尺寸系列代号、内径代号组成。

1. 轴承类型代号

轴承类型代号由数字或字母表示，具体见表 10-3。

表 10-3　轴承的类型代号

类型代号	轴 承 类 型	类型代号	轴 承 类 型
0	双列角接触球轴承	6	深沟球轴承
1	调心球轴承	7	角接触球轴承
2	调心滚子轴承和推力调心滚子轴承	8	推力圆柱滚子轴承
3	圆锥滚子轴承	N	圆柱滚子轴承
4	双列深沟球轴承	U	外球面球轴承
5	推力球轴承	QJ	四点接触球轴承

2. 尺寸系列代号

尺寸系列代号由两位数字组成，前一位数字为宽(高)度系列代号，后一位数字为直径系列代号。

(1) 宽(高)度系列代号

宽(高)度系列代号表示内径、外径相等而宽(高)度不等的轴承系列。对于向心轴承，用

宽度系列代号，代号有 8，0，1，2，3，4，5 和 6，宽度尺寸依次递增；对于推力轴承，用高度系列代号，代号有 7，9，1 和 2，高度尺寸依次递增。以圆锥滚子轴承为例的宽度系列示意图，如图 10-5 所示。

（2）直径系列代号

直径系列代号表示内径相等而具有不同外径的轴承系列，代号有 7，8，9，0，1，2，3，4 和 5，其外径尺寸按序由小到大排列。以深沟球轴承为例的直径系列示意图，如图 10-6 所示。

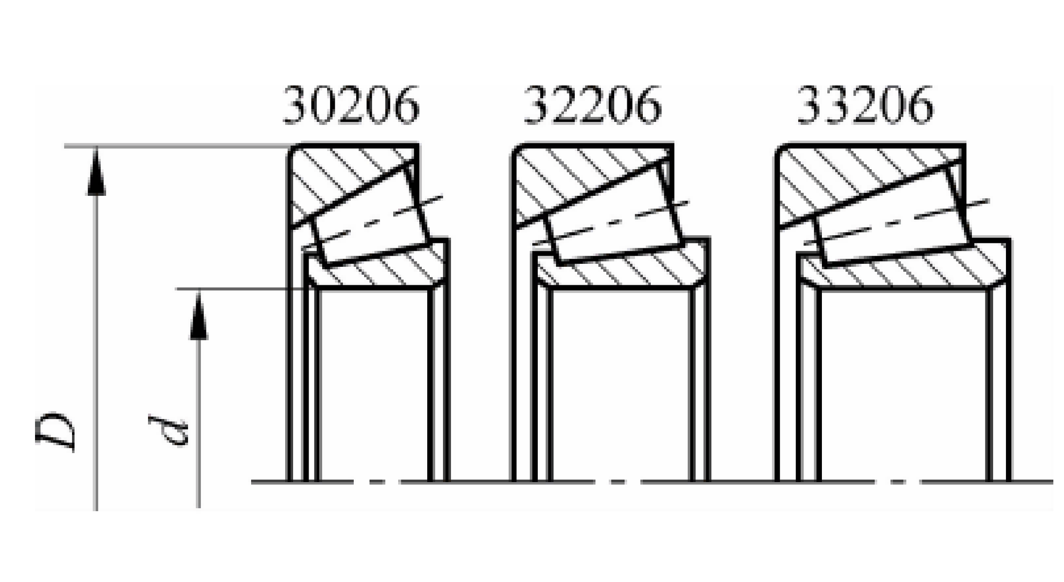


图 10-5　宽度系列示意图

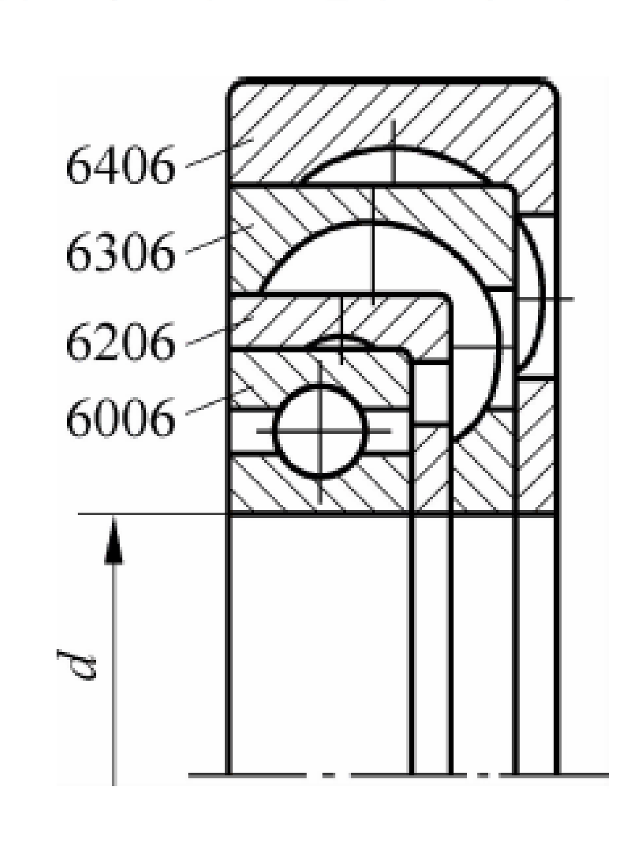


图 10-6　直径系列示意图

在轴承代号中，轴承类型代号和尺寸系列代号以组合代号的形式表示。在组合代号中，轴承类型代号“0”省略不表示；除 3 类轴承外，尺寸系列代号中的宽度系列代号“0”省略不表示。组合代号中的其他特例参照有关标准。常用轴承的组合代号见表 10-4。

表 10-4　常用的轴承类型的组合代号

轴承类型	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	轴承类型	类型代号	尺寸系列代号	组合代号
调心球轴承	1 (1) 1 (1)	(0) 2 22 (0) 3 23	12 22 13 23	深沟球轴承	6	19 (1) 0 (0) 2 (0) 3 (0) 4	619 60 62 63 64
圆锥滚子轴承	3	02 03 13 22 23	302 303 313 322 323	角接触球轴承	7	(1) 0 (0) 2 (0) 3 (0) 4	70 72 73 74
推力球轴承	5	11 12 13 22 23	511 512 513 522 523	外圈无挡边圆柱滚子轴承	N	(0) 2 22 (0) 3 23 (0) 4	N2 N22 N3 N23 N4

注：表中()内数字在组合代号中省略不表示。

3. 轴承内径代号

轴承内径代号一般由两位数字表示，并紧接在尺寸系列代号之后标写。内径 $d \geqslant 10$mm 的滚动轴承内径代号见表 10-5。

表 10-5 滚动轴承内径代号

内径代号(两位数)	00	01	02	03	04～96
轴承内径/mm	10	12	15	17	代号×5

注：内径为 22、28、32 以及≥500mm 的轴承，内径代号直接用内径 mm 数表示，但标注时与尺寸系列代号之间要用“/”分开。例如深沟球轴承 62/22 的内径 d＝22mm。

10.2.2 前置代号和后置代号

前置代号和后置代号是轴承代号的补充，只有在轴承的结构形状、尺寸、公差、技术要求等有所改变时才使用，一般情况下可部分或全部省略，其详细内容请查阅《机械设计手册》中相关标准规定。这里仅对后置代号中的部分内容进行介绍。

后置代号用字母(或加数字)表示，置于基本代号的右边并与基本代号间空半个汉字距(代号中有符号“－”、“/”时除外)。

(1) 内部结构代号

内部结构代号是以字母表示轴承内部结构的变化情况。例如角接触球轴承的 3 种不同公称接触角(滚动体与外圈滚道接触点的法线与轴承径向间的夹角称为接触角 α，轴承静止且不受载荷作用时的接触角称为公称接触角)，其内部结构代号分别标注为：

① 公称接触角 $\alpha=15°$时，标注为：7210 C；

② 公称接触角 $\alpha=25°$时，标注为：7210 AC；

③ 公称接触角 $\alpha=40°$时，标注为：7210 B。

(2) 公差等级代号

滚动轴承的公差等级分为 6 级，其代号用“/P＋数字”表示，数字代表公差等级，详见表 10-6。

表 10-6 公差等级代号

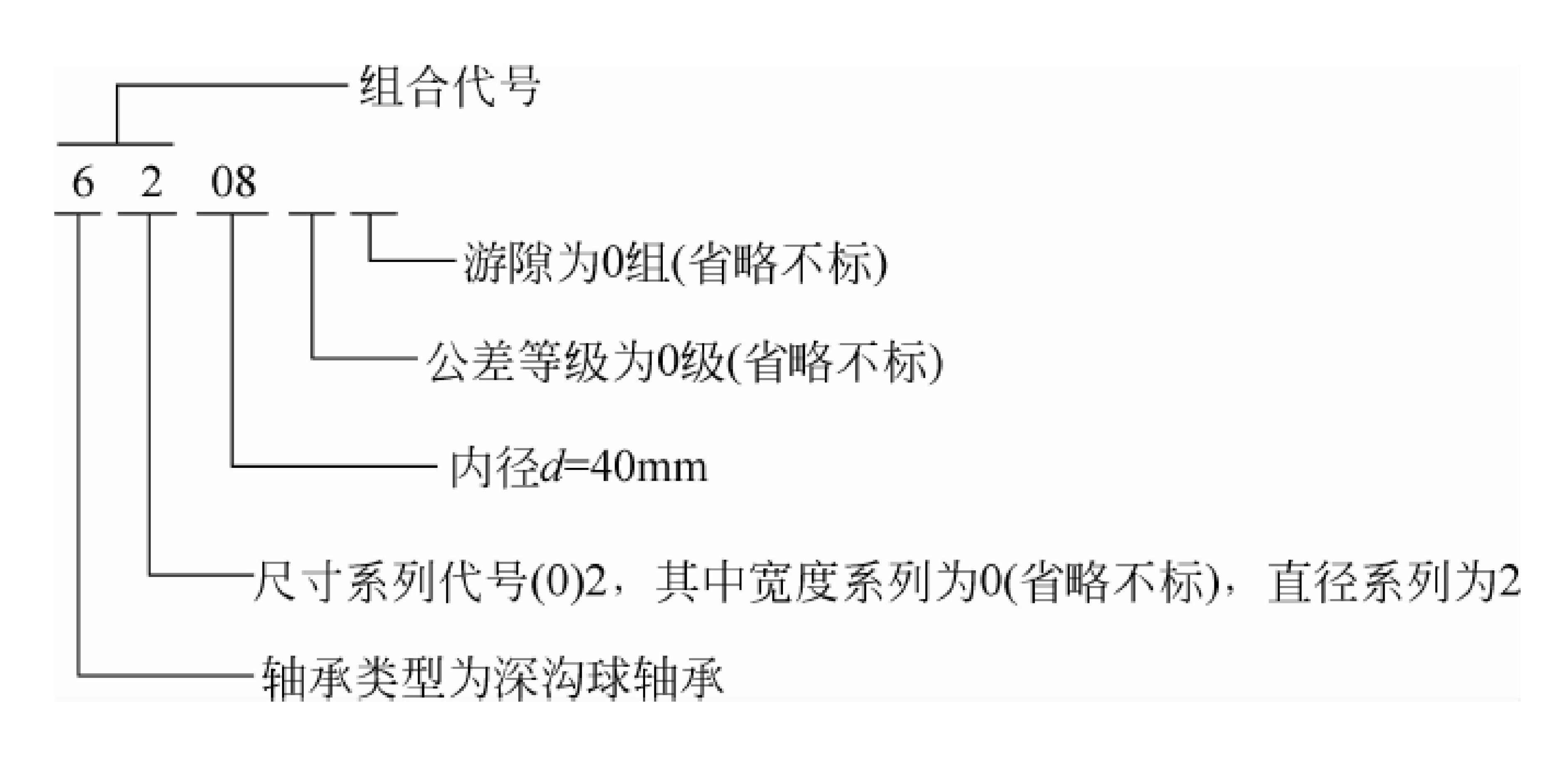
代号	/P0	/P6	/P6x	/P5	/P4	/P2
公差等级	0 级	6 级	6x 级	5 级	4 级	2 级
说明	普通精度，“/P0”在轴承代号中省略不表示	精度高于 0 级	精度高于 0 级，仅适用于圆锥滚子轴承	精度高于 6，6x 级	精度高于 5 级	精度高于 4 级

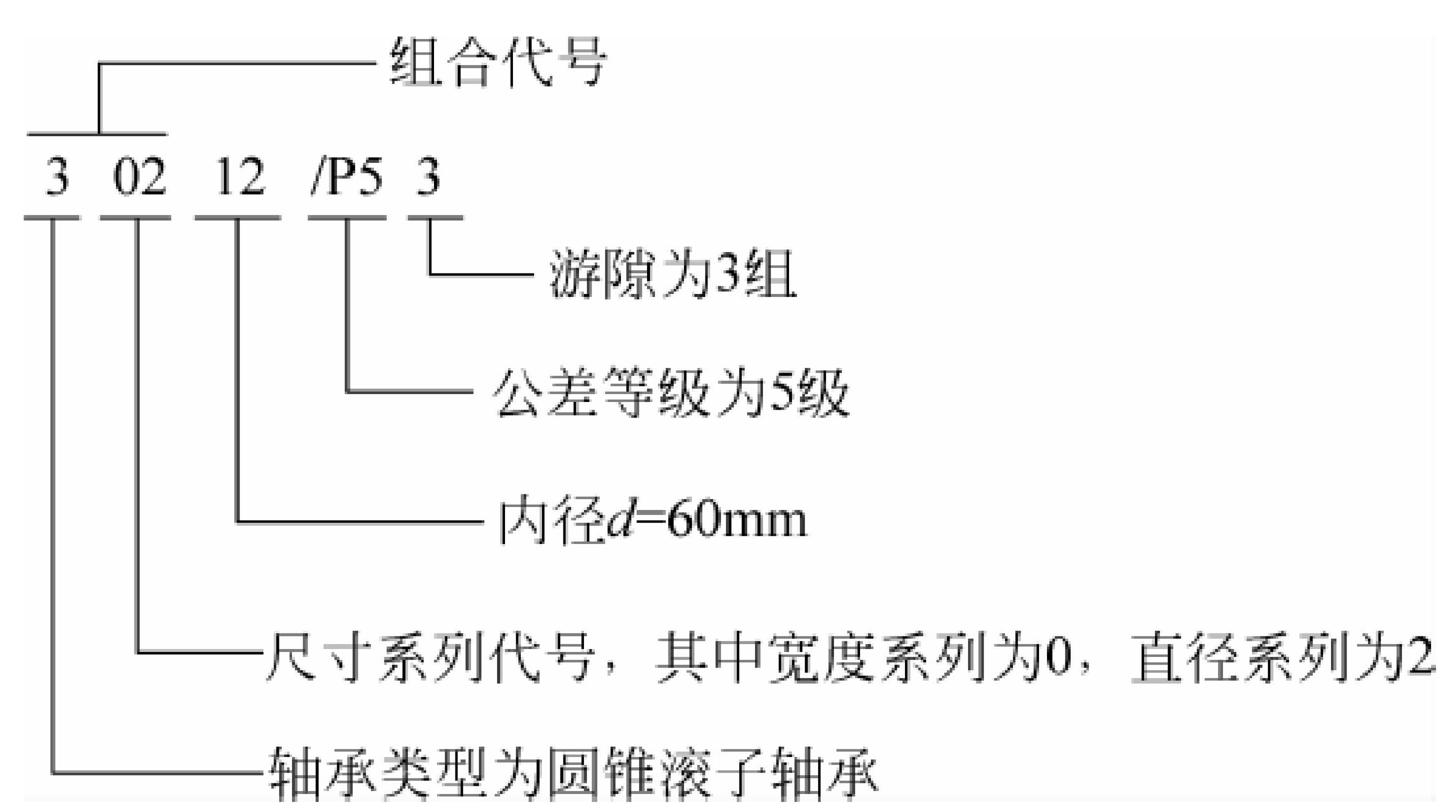
(3) 游隙代号

游隙是指轴承内外圈之间的相对极限移动量。游隙代号用“/C＋数字”表示，数字为游隙组号。游隙组有 1，2，0，3，4，5 六组，游隙量按序由小到大排列。其中游隙 0 组为基本游隙，“/C0”在轴承代号中省略不表示。

轴承的公差等级代号与游隙代号需同时表示时，可用公差等级代号加上游隙组号的组合表示。例如：/P63 表示轴承的公差等级为 6 级，游隙为 3 组。

10.2.3 滚动轴承代号示例





10.3 滚动轴承类型的选择原则

滚动轴承类型很多，选用时应综合考虑轴承所受载荷的大小、方向和性质，转速的高低，支承刚度以及结构状况等，尽可能做到经济合理地满足使用要求。

10.3.1 载荷的类型

机器中的转动零件，通常要由轴和轴承来支承。作用在轴承上的载荷按方向不同，有沿半径方向作用的径向载荷、沿轴线方向作用的轴向载荷和同时有径、轴向作用的联合载荷。

10.3.2 滚动轴承类型的基本选用原则

滚动轴承类型的基本选用原则见表 10-7。

表 10-7 滚动轴承类型的基本选用原则

应 用 条 件	选用轴承类型示例
以承受径向载荷为主，轴向载荷较小，转速高，运转平稳且又无其他特殊要求	深沟球轴承

续表

应用条件	选用轴承类型示例
只承受纯径向载荷,转速低,载荷较大或有冲击	圆柱滚子轴承
只承受纯轴向载荷	推力球轴承 或 推力圆柱滚子轴承
同时承受较大的径向和轴向载荷	角接触球轴承 或 圆锥滚子轴承
同时承受较大的径向和轴向载荷,但承受的轴向载荷比径向载荷大很多	推力轴承和深沟球轴承的组合
两轴承座孔存在较大的同轴度误差或轴的刚度小,工作中弯曲变形较大	调心球轴承 或 调心滚子轴承

相对来讲，球轴承允许的极限转速较高，而承载能力较差；滚子轴承允许的极限转速较低，但承载能力较强。因此，要求极限转速较高而载荷较小的场合，应选用球轴承；反之，应选用滚子轴承。

选择轴承类型时，还要考虑经济性。一般来说，滚子轴承比球轴承的价格要高；角接触轴承比径向接触轴承的价格要高。因此，在能满足使用要求的情况下，应优先选用深沟球轴承。

10.4　滚动轴承的安装、润滑与密封

滚动轴承部件的组合安装，是指把滚动轴承安装到机器中去，与轴、轴承座、润滑及密封装置等组成一个有机的整体，它包括轴承的布置、固定、调整、预紧和配合等方面。另外，在使用过程中为减少摩擦，防止灰尘的侵入，也要采取相应的润滑和密封措施。本节只介绍滚动轴承与轴、座孔之间的安装固定及其润滑和密封。

10.4.1　滚动轴承的轴向固定

一般情况下，滚动轴承的内圈装在被支承轴的轴颈上，外圈装在轴承座（或机座）孔内。滚动轴承安装时，对其内、外圈都要进行必要的轴向固定，以防止运转中产生轴向窜动。

1. 轴承内圈的轴向固定

轴承内圈在轴上通常用轴肩或套筒定位，定位端面与轴线要保持良好的垂直度。轴承内圈的轴向固定应根据所受轴向载荷的情况，适当选用轴端挡圈、圆螺母或轴用弹性挡圈等结构。常用的轴承内圈的轴向固定形式见表 10-8。

表 10-8　常用的轴承内圈的轴向固定形式

形式	利用轴肩的单向固定	利用轴肩和弹性挡圈的双向固定
图例		弹性挡圈 轴用弹性挡圈
形式	**利用轴肩和轴端挡圈的双向固定**	**利用轴肩和圆螺母的双向固定**
图例	轴端挡圈 螺栓	止动垫片 圆螺母 圆螺母和止动垫圈

2. 轴承外圈的轴向固定

轴承外圈在机座孔中一般用座孔台肩定位，定位端面与轴线也需保持良好的垂直度。轴承外圈的轴向固定可采用轴承盖或孔用弹性挡圈等结构。常用的轴承外圈的轴向固定形式见表 10-9。

表 10-9 常用的轴承外圈的轴向固定形式

形式	利用轴承盖的单向固定	利用轴承盖和座孔台肩的双向固定	利用弹性挡圈和座孔台肩的双向固定
图例	调整垫片 轴承盖	调整垫片 轴承盖	弹性挡圈 孔用弹性挡圈

10.4.2 滚动轴承的润滑

滚动轴承润滑的目的在于减少摩擦阻力，降低磨损，缓冲吸振，冷却和防锈。

滚动轴承的润滑剂有液态的、固态的和半固态的。液体的润滑剂称为润滑油，半固态的、在常温下呈油膏状的称为润滑脂。

1. 脂润滑

润滑脂是一种黏稠的凝胶状材料，润滑膜强度高，能承受较大的载荷，且不易流失，便于密封和维护，一次充脂可以维持较长时间，无需经常补充或更换。但润滑脂不宜在高速条件下工作，故适用于轴颈圆周速度不大于 5m/s 的滚动轴承润滑。

润滑脂的填充量一般不超过轴承空间的 2/3，以防止摩擦发热过大，影响轴承正常工作。

2. 油润滑

与脂润滑相比较，油润滑用于轴颈圆周速度和工作温度较高的场合。油润滑的关键是根据工作温度、载荷大小、运动速度和结构特点选择合适的润滑油黏度。原则上，温度高、载荷大的场合，润滑油黏度应选大些；反之，润滑油黏度可选得小些。油润滑的方式有浸油润滑、滴油润滑和喷雾润滑等。

3. 固体润滑

固体润滑剂有石墨、二硫化钼(MoS_2)等多种品种，一般在重载或高温工作条件下使用。

10.4.3 滚动轴承的密封

密封的目的是为了防止灰尘、水分、杂质等侵入轴承和阻止润滑剂的流失。良好的密封可保证机器正常工作，降低噪声并延长轴承的使用寿命。常用的密封方式有接触式密封和非接触式密封两类，其具体类型、结构和应用见表 10-10。

表 10-10　滚动轴承常用密封方式

类型			图　　例	适用场合	说　　明
接触式密封	毛毡圈密封			脂润滑。要求环境清洁，轴颈圆周速度不大于 4～5m/s，工作温度不大于 90℃	矩形断面的毛毡圈被安装在梯形槽内，它对轴产生一定的压力而起到密封作用
	皮碗密封			脂润滑或油润滑。圆周速度＜7m/s，工作温度不大于 100℃	皮碗（又称油封）是标准件，其主要材料为耐油橡胶。皮碗密封唇朝里，主要防止润滑剂泄漏；密封唇朝外，主要防止灰尘、杂质侵入
非接触式密封	间隙密封			脂润滑。干燥、清洁环境	靠轴与轴承盖孔之间的细小间隙密封，间隙越小、密封段越长，效果越好。间隙一般取 0.1～0.3mm，油沟能增强密封效果
	曲路密封	径向		脂润滑或油润滑。密封效果可靠	将旋转件与静止件之间的间隙做成曲路形式，在间隙中充填润滑油或润滑脂以加强密封效果
		轴向			

10.5　滑动轴承

根据所承受载荷方向的不同，滑动轴承一般分为只承受径向载荷的径向滑动轴承和只承受轴向载荷的推力滑动轴承两大类，如图 10-7 所示。本节仅对常见的径向滑动轴承类型及其相关知识作简单介绍。

与滚动轴承相比，滑动轴承的主要优点是：运转平稳可靠，径向尺寸小，承载能力大，抗冲击能力强，能获得很高的旋转精度，可实现液体润滑以及能在较恶劣的条件下工作。滑动轴承适用于低速、重载或转速特别高、对轴的支承精度要求较高以及径向尺寸受限制等场合。

常见的径向滑动轴承结构有整体式和剖分式两种类型。

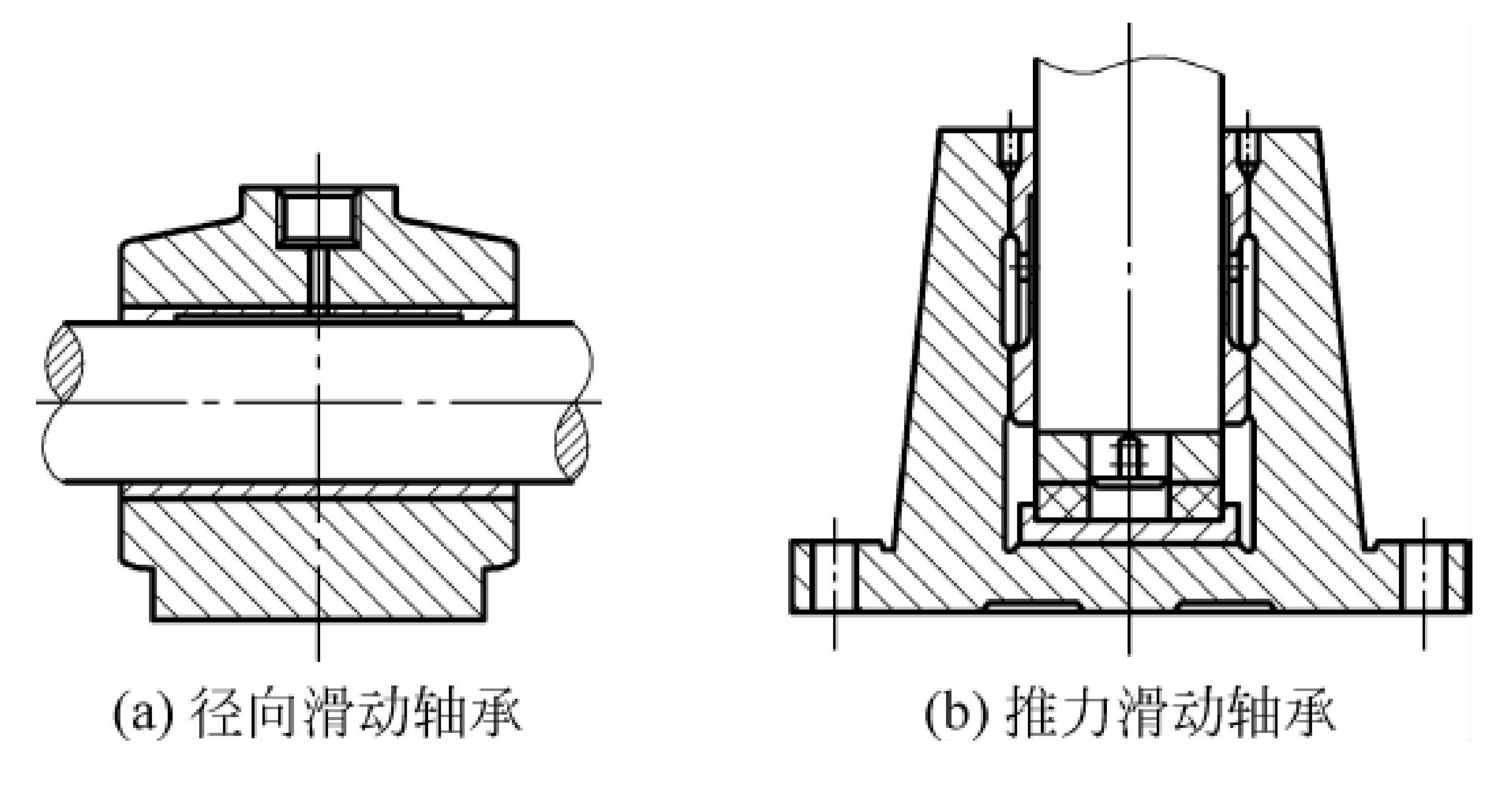


图 10-7 滑动轴承

1. 整体式滑动轴承

图 10-8 所示为整体式滑动轴承,一般由轴承座、轴瓦和紧定螺钉组成,具体结构如图 10-9 所示。轴承座多用铸铁制成,顶部设有油孔和装油杯的螺纹孔。轴瓦压入轴承座孔内并可由紧定螺钉加以固定,轴瓦内表面开设有油沟。

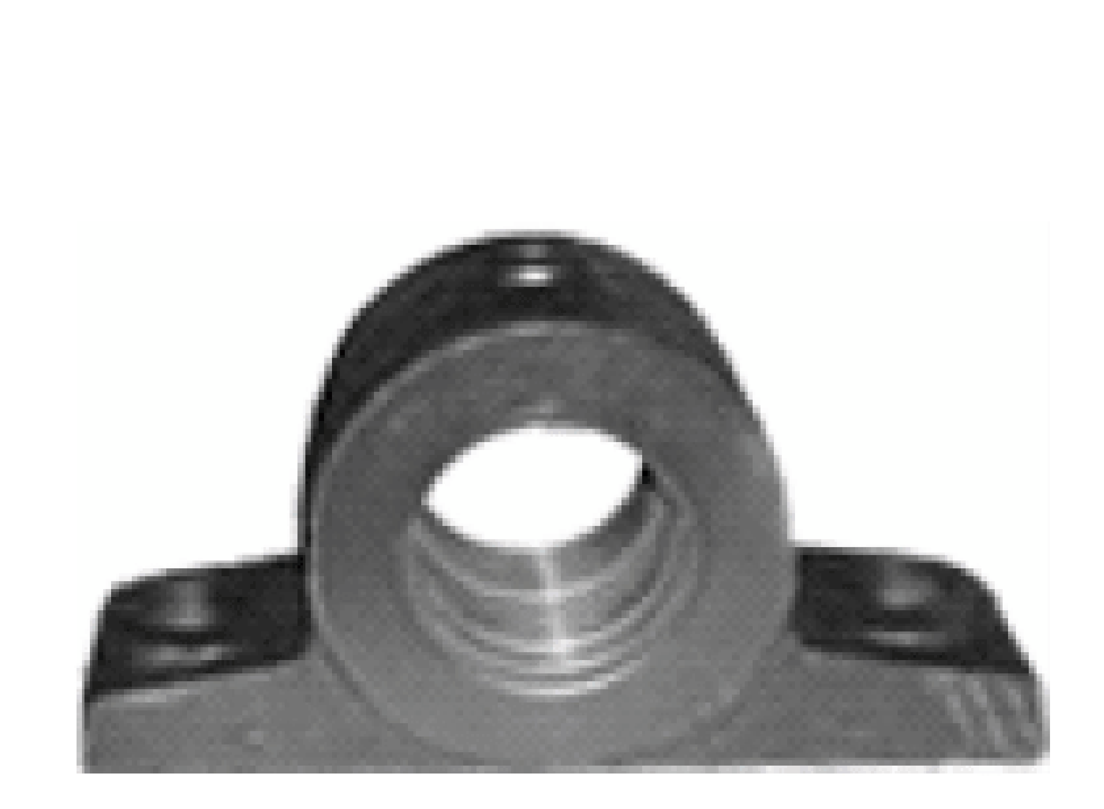


图 10-8 整体式滑动轴承

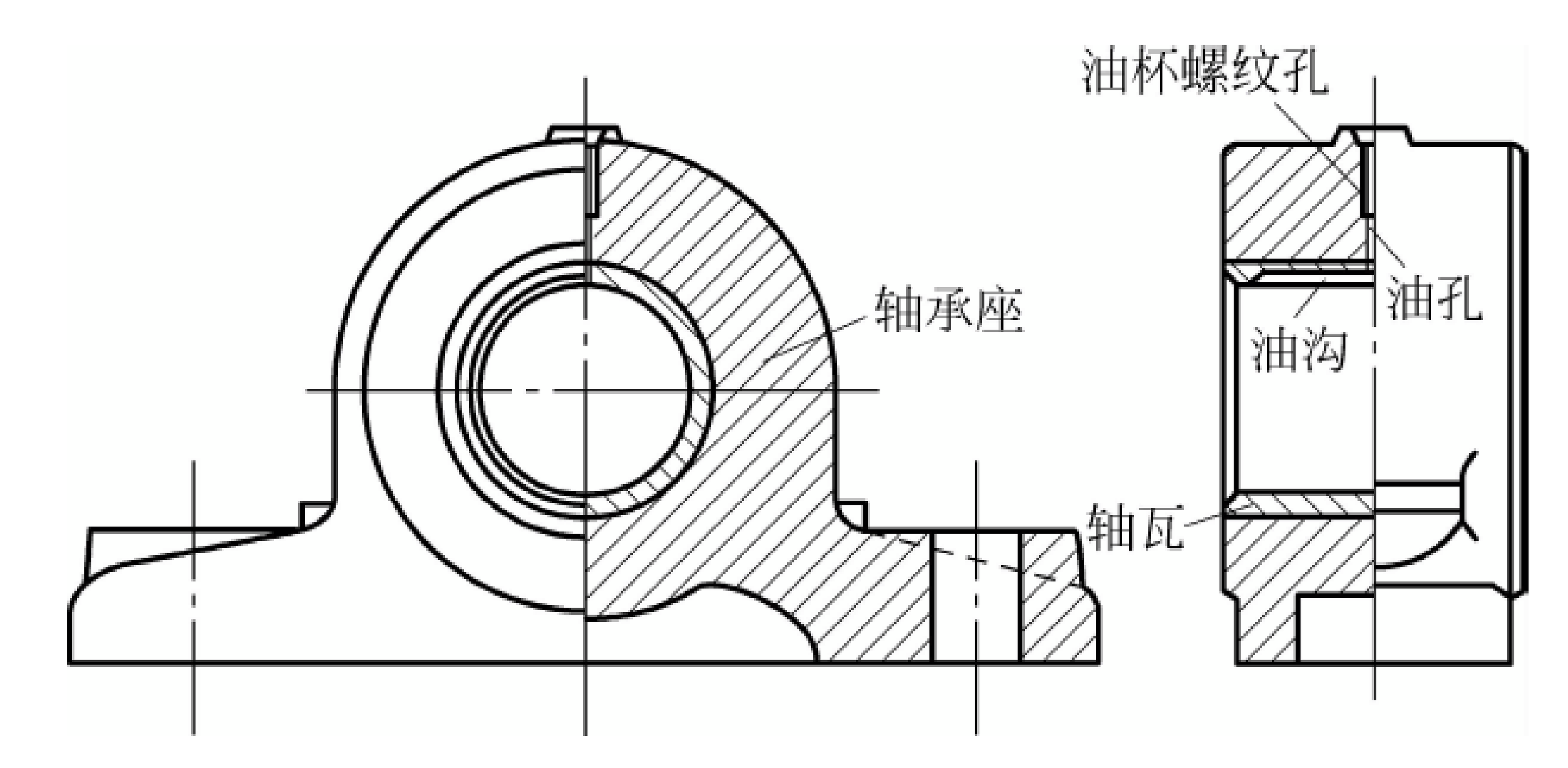


图 10-9 整体式滑动轴承结构

整体式滑动轴承的特点是结构简单,成本低,但磨损后轴承的径向间隙无法调整,且装拆时需沿轴向移动轴或轴承,对质量大或具有中间轴颈的轴装拆不方便。一般用于低速、轻载及间歇工作的场合。

2. 剖分式滑动轴承

图 10-10 所示为剖分式滑动轴承,一般由轴承座,轴承盖,上、下轴瓦以及双头螺柱等组成,具体结构如图 10-11 所示。轴承座和轴承盖的接合部分做成阶梯形止口,以便定位对中;上、下轴瓦剖分面处可放置成组垫片,以备轴承磨损后用来调整轴承的径向间隙。

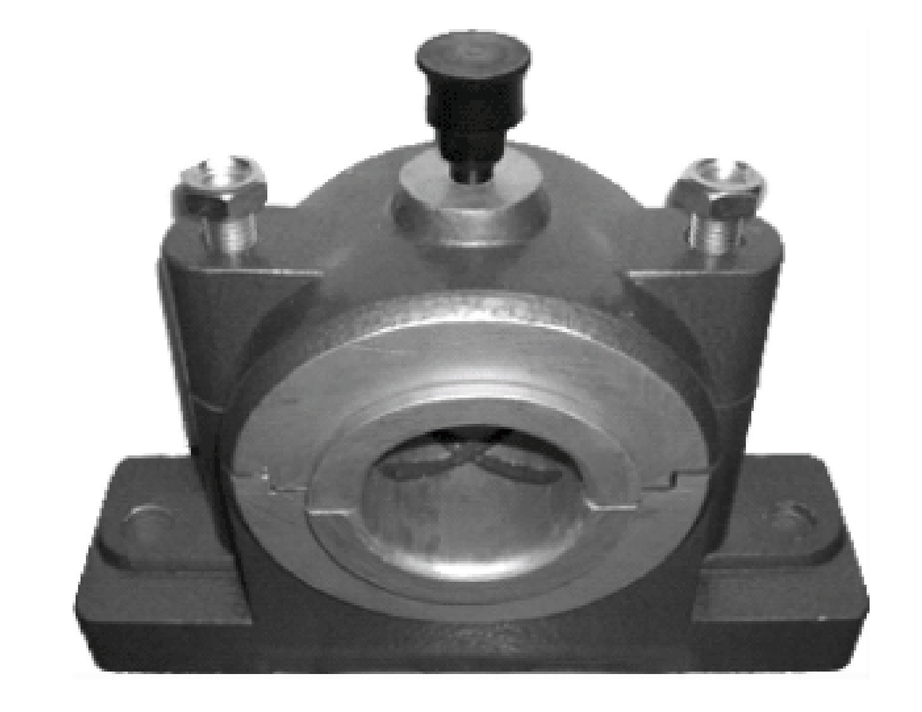


图 10-10 剖分式滑动轴承

剖分式滑动轴承的特点是轴颈与轴瓦之间的径向间隙可以调整,且装拆方便,故应用广泛。

常见的轴瓦形式有整体式(见图 10-12(a))和剖分式(见图 10-12(b))两种。图 10-12(c)所示为常见的油沟形式,轴瓦顶部的油孔和轴瓦内表面上的油沟分别用于导入和分布润滑油,以使轴承获得良好的润滑。油沟应开设在非承载区,否则会降低轴承的承载能力,并且油沟离轴瓦两端需要有一定的距离,不能开通,以免润滑油从轴瓦端部大量流失。

由于轴承在使用中会发生摩擦、磨损和发热等情况,因此,轴瓦材料应具备摩擦系数小,耐磨性、抗蚀性和抗胶合能力强的特性,同时应有足够的强度、塑性以及导热性好等性能。常用的轴瓦材料有轴承合金、铜合金、粉末冶金、铸铁及非金属材料等。

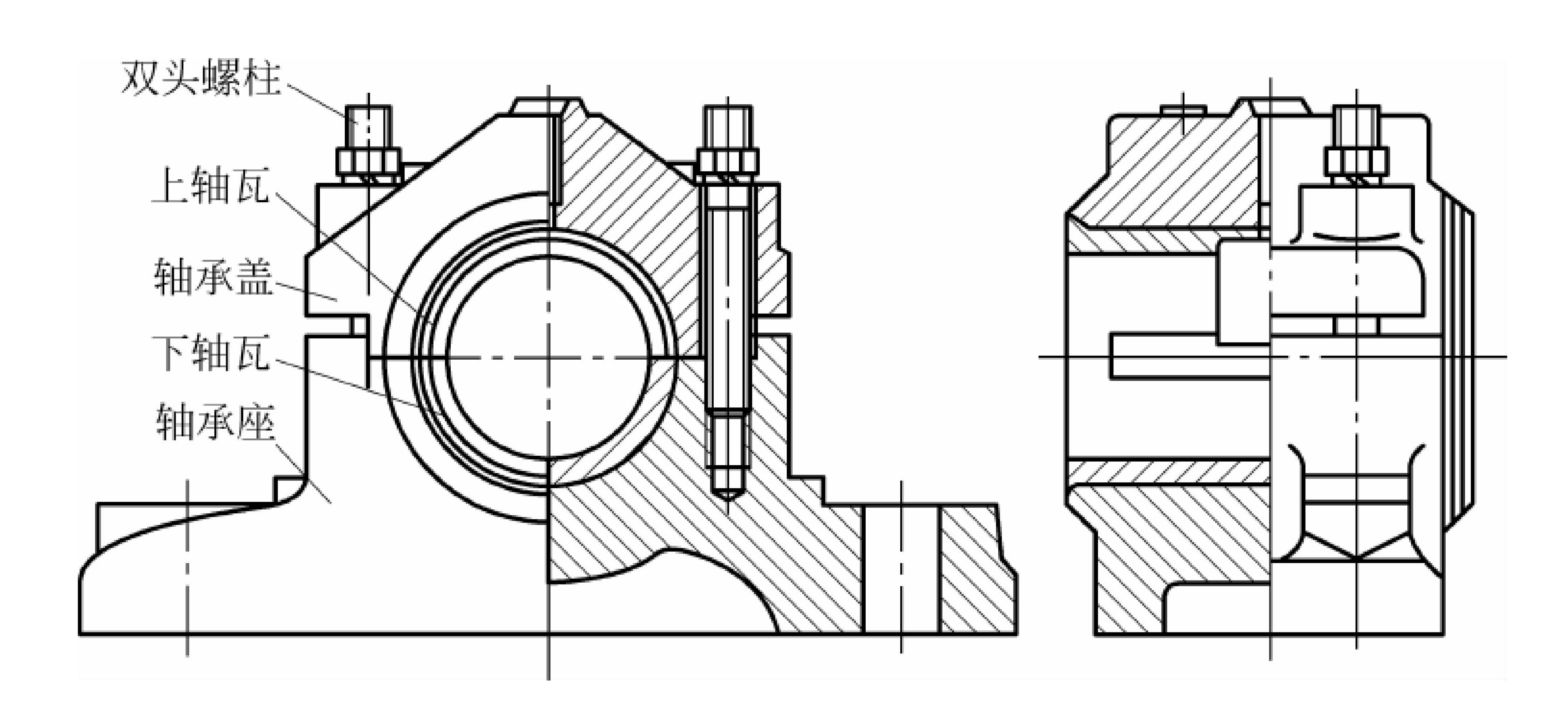
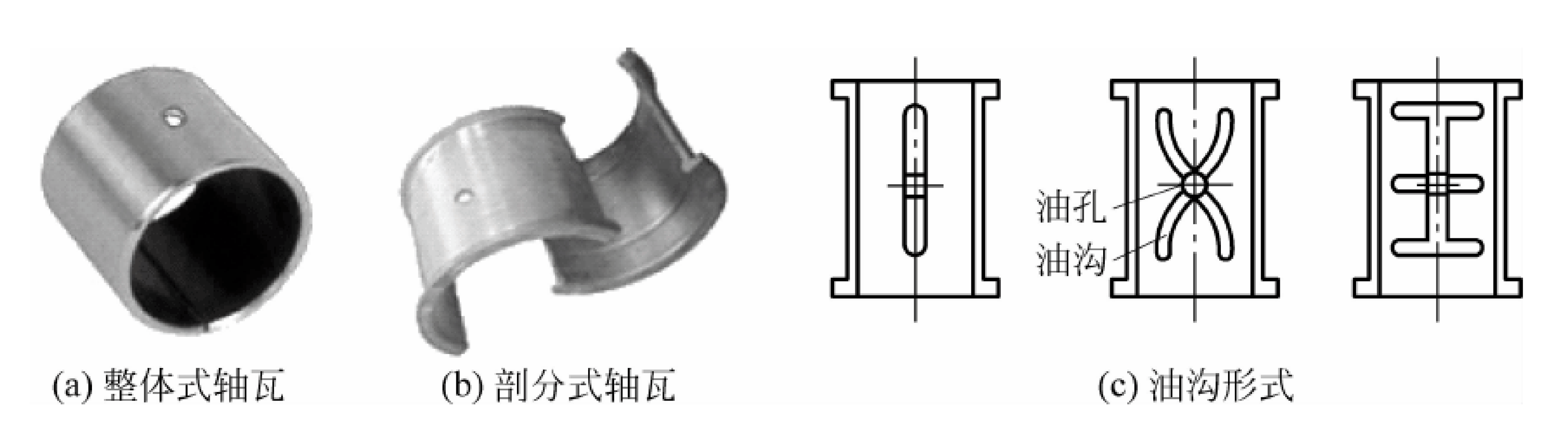


图 10-11　剖分式滑动轴承结构



(a) 整体式轴瓦　(b) 剖分式轴瓦　(c) 油沟形式

图 10-12　轴瓦结构

3. 滑动轴承的润滑

为了保障正常工作，减少摩擦，提高效率，延长使用寿命，滑动轴承需要有良好的润滑。滑动轴承可采用的润滑剂有润滑油、润滑脂和固体润滑剂，其中润滑油是主要的润滑剂。对用于轻载、高速、低温的场合应选用黏度较小的润滑油，反之，应选用黏度较大的润滑油。润滑脂的黏度大，不易流失，适用于低速、载荷大且无需经常加油的场合。

滑动轴承的润滑方式有很多，对用于低速、轻载的轴承，可采用间歇式供油润滑（如用油壶定期加油）；对用于高速、重载的轴承，必须采取连续供油的润滑方式。常用的润滑方式及装置见表 10-11。

表 10-11　滑动轴承的润滑方式

润滑方式		装置示意图	说　明
间歇润滑	针阀式油杯	手柄 调节螺母 弹簧 针阀 杯体	用于油润滑。 将手柄提至垂直位置，针阀上升，油孔打开供油；手柄放至水平位置，针阀降回原位，停止供油。旋动螺母可调节注油量的大小

续表

润滑方式		装置示意图	说　　明
间歇润滑	旋套式油杯		用于油润滑。 转动旋套，使旋套孔与杯体注油孔对正时，可用油壶或油枪注油。不注油时，旋套壁遮挡杯体注油孔，起密封作用
	压配式油杯		用于油润滑或脂润滑。 将钢球压下可注油。不注油时，钢球在弹簧的作用下使杯体注油孔封闭
	旋盖式油杯		用于脂润滑。 杯盖与杯体采用螺纹连接，使用时在杯体和杯盖中都装满润滑脂，定期旋转杯盖，可将润滑脂挤入轴承内
连续润滑	芯捻式油杯		用于油润滑。 杯体中储存润滑油，靠油捻的毛细作用实现连续润滑。这种润滑方式注油量较小，适用于轻载及轴颈转速不高的场合
	油环润滑		用于油润滑。 油环套在轴颈上并垂入油池，轴旋转时，靠摩擦力带动油环转动，将润滑油带至轴颈处进行润滑。这种润滑方式结构简单，但由于靠摩擦力带动油环甩油，故需轴的转速适当方能充足供油
	压力润滑		用于油润滑。 利用油泵将压力润滑油送入轴承进行润滑。这种润滑方式工作可靠，但结构复杂，对轴承的密封要求高，且费用较高。适用于大型、重载、高速、精密和自动化机械设备

思考题

1. 与滑动轴承相比，滚动轴承有什么特点？
2. 滚动轴承的常用类型有哪些？各有什么特点？
3. 说明下列轴承代号的含义及其使用场合：

   6309、30206/P53、N306、51306

4. 怎样选择滚动轴承的类型？
5. 在进行滚动轴承组合设计时，应考虑哪些问题？
6. 常用的径向滑动轴承有哪些类型？各有何特点？

第 11 章

轴 毂 连 接

导读

通过轴毂连接,可以将轴与轴上零件(如齿轮、带轮等)结合在一起,实现周向固定以传递转矩。本章主要介绍轴毂连接的种类和应用,学会正确选择和使用。

轴与轴上零件(如齿轮、带轮等)是如何结合在一起,来实现周向固定以传递转矩的呢?是通过轴毂连接。常用的轴毂连接方法有键连接、销连接等。

11.1 键连接

键连接是轴毂连接中的主要的连接方式,按其结构特点和工作原理的不同,可分为松键连接(平键、半圆键、花键连接)和紧键连接(楔键、切向键连接)两大类。键是标准件。

11.1.1 平键连接

平键连接的特点是靠平键的两侧面传递转矩,因此,键的两侧面是工作面,对中性好;而键的上表面与轮毂上的键槽底面留有间隙,以便装配。根据用途不同,平键分为普通平键、导向平键和和滑键等。

1. 普通平键

普通平键连接示意图,如图 11-1 所示。

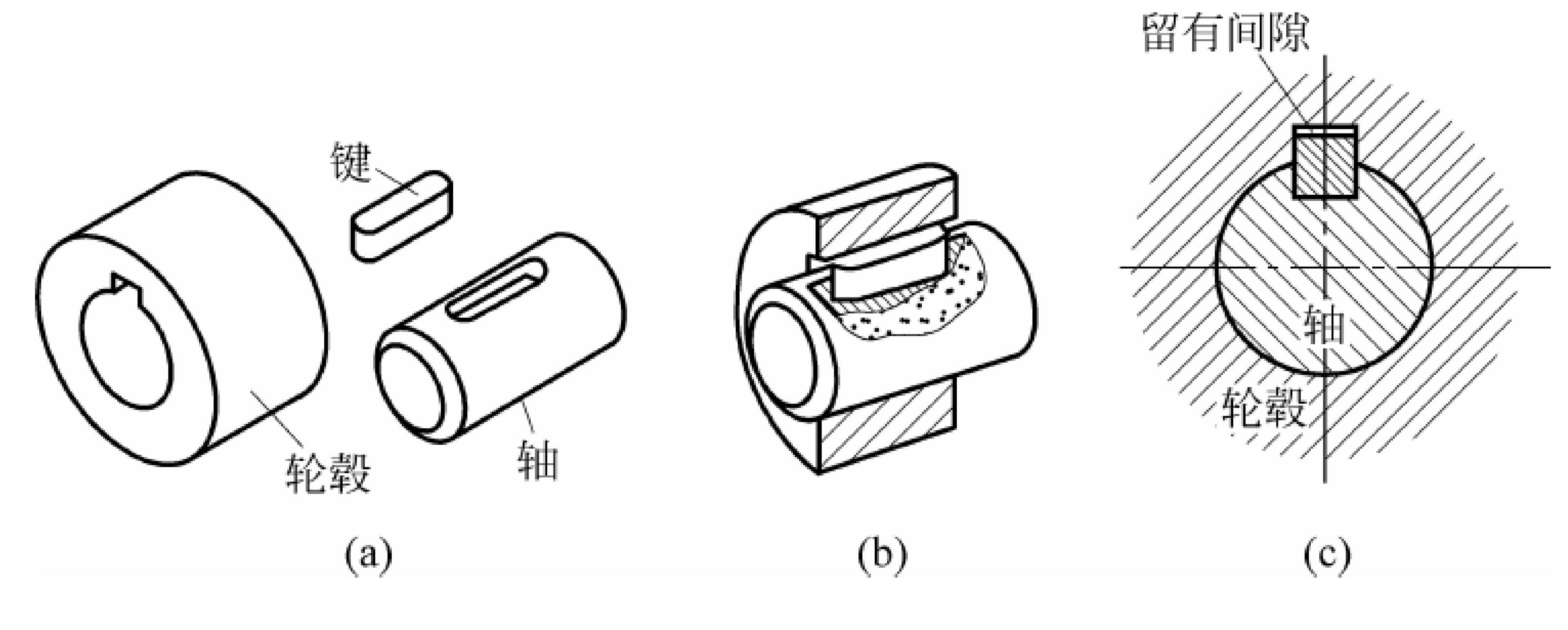


图 11-1 普通平键连接

普通平键按键的端部形状不同,可分为圆头(A 型)、方头(B 型)和单圆头(C 型)3 种形式,如图 11-2 所示。圆头普通平键(A 型)因在键槽中不会发生轴向移动,因而应用最广,单圆头普通平键(C 型)则多应用在轴的端部。

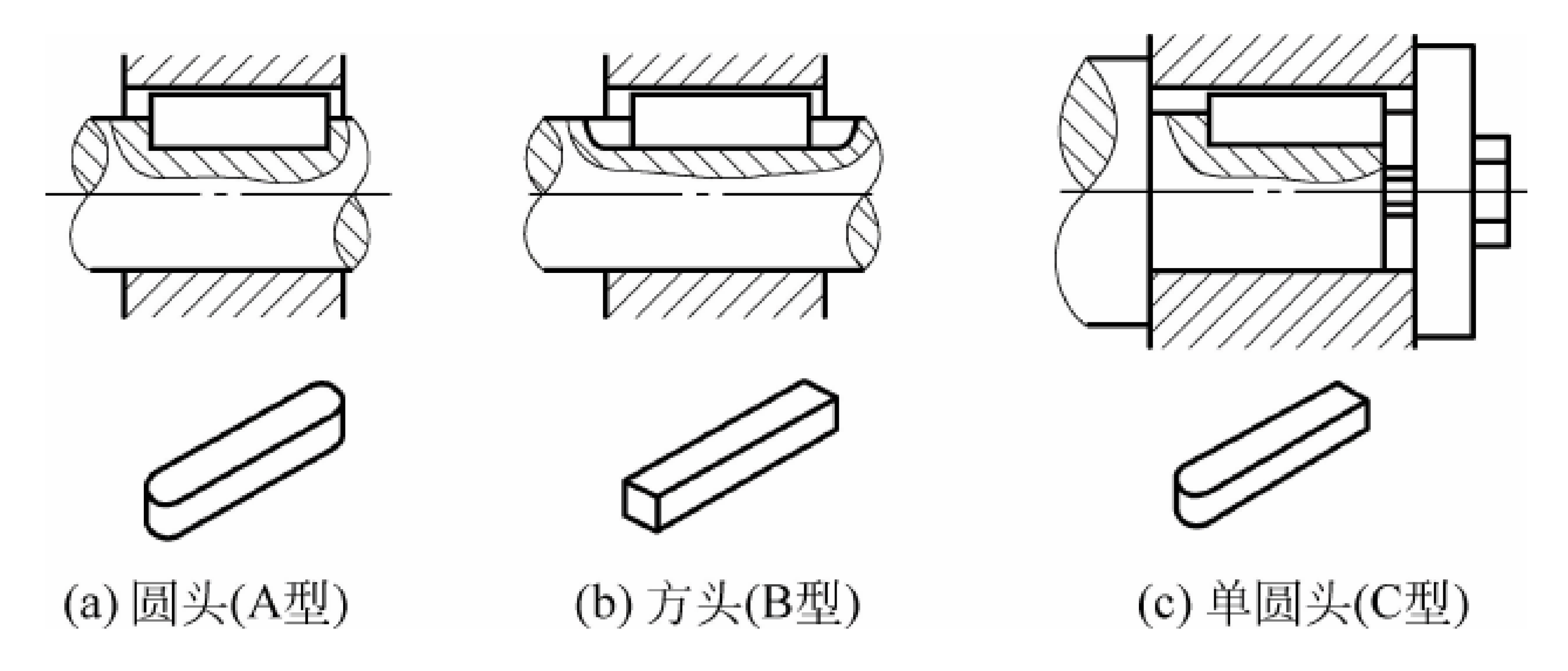


图 11-2　普通平键的三种形式

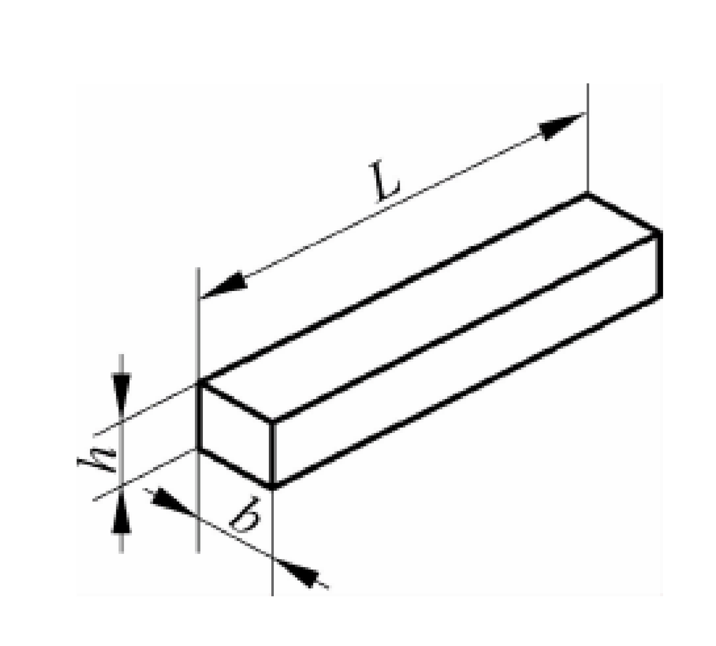
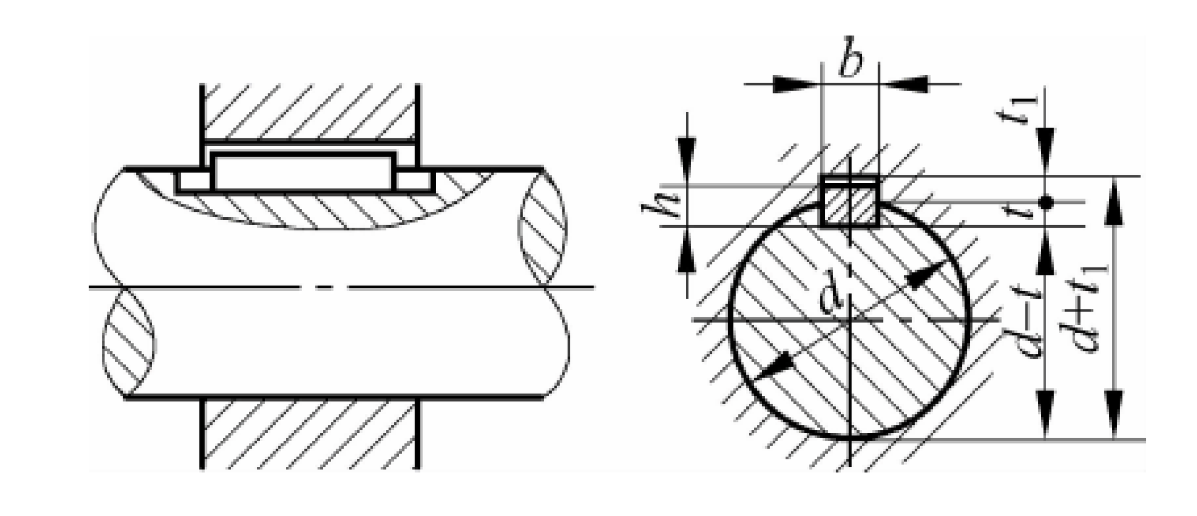


图 11-3　普通平键尺寸

键的材料常采用 45 钢，当轮毂是有色金属或非金属时，键可用 20 钢或 Q235 钢制造。普通平键工作时，轴和轴上零件沿轴向没有相对移动。

平键是标准件，只需根据用途、轴径、轮毂长度选取键的类型和尺寸。b 为宽度，h 为高度，L 为长度（见图 11-3），普通平键的规格采用 $b\times h\times L$ 标记，其截面尺寸 $b\times h$ 应根据轴径 d 由标准中选定（见表 11-1），键和键槽剖面尺寸及键槽公差可查阅国家有关标准。键长 L 应根据轮毂长度按标准查取，一般比轮毂的长度短 5～10mm。

表 11-1　普通平键和键槽的尺寸（摘自 GB/T 1095—2003）　mm



轴的直径 d	键		键槽	
	$b\times h$	L	t	t_1
＞10～12	4×4	8～25	2.5	1.8
＞12～17	5×5	10～56	3.0	2.3
＞17～22	6×6	14～70	3.5	2.8
键长标准系列	6,8,12,14,16,18,20,22,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,160,…			

注：有关更多数据可查阅相关标准或手册。

2. 导向平键和滑键

当轮毂需要在轴上沿轴向移动时，可采用导向平键和滑键连接。导向平键（见图 11-4）比普通平键长，为防止松动，通常用紧定螺钉固定在轴上的键槽中，键与轮毂槽采用间隙配合，因此，轴上零件能作轴向滑动。为便于拆卸，键上设有起键螺孔。由于键太长制造困难，导向平键常用于轴上零件移动量不大的场合，如机床变速箱中的滑移齿轮。

滑键固定在轮毂上，轮毂带动滑键在轴上的键槽中作轴向滑移，见图 11-5。键长不受滑动距离的限制，只需在轴上铣出较长的键槽，而键可以做得较短。

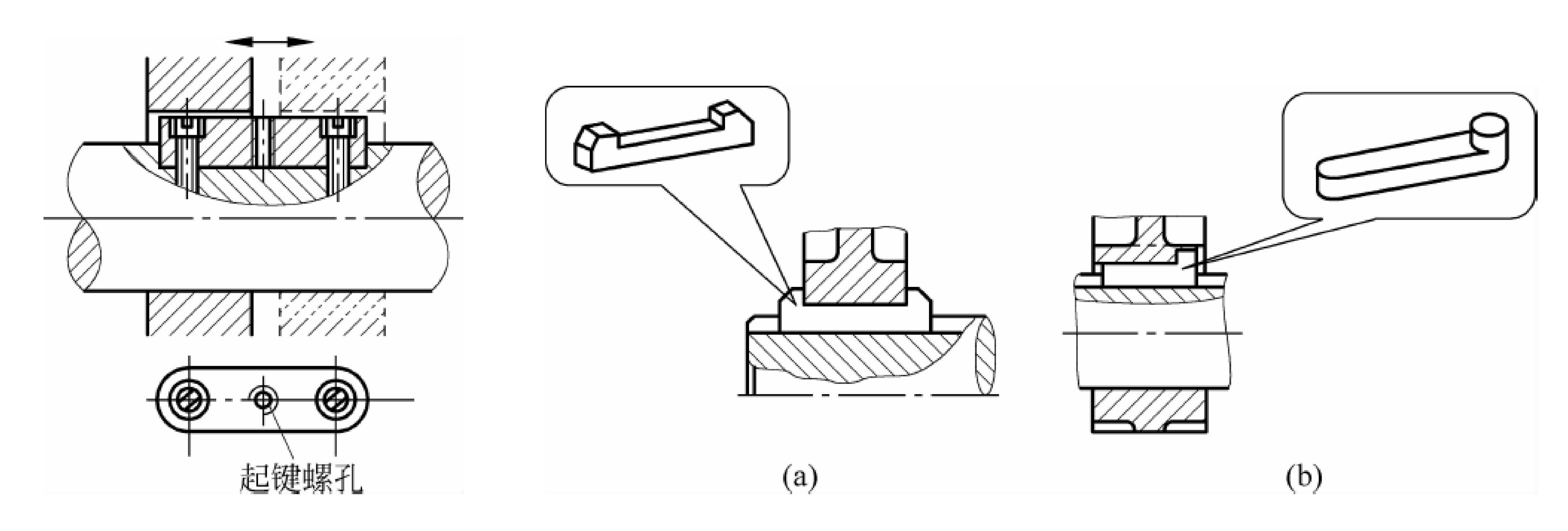


图 11-4　导向平键连接　　图 11-5　滑键连接

11.1.2　半圆键连接

半圆键工作面是键的两侧面，因此与平键一样，有较好的对中性(见图 11-6)。半圆键可在轴上的键槽中绕槽底圆弧摆动，适用于锥形轴与轮毂的连接。它的缺点是键槽对轴的强度削弱较大，只适用于轻载连接。

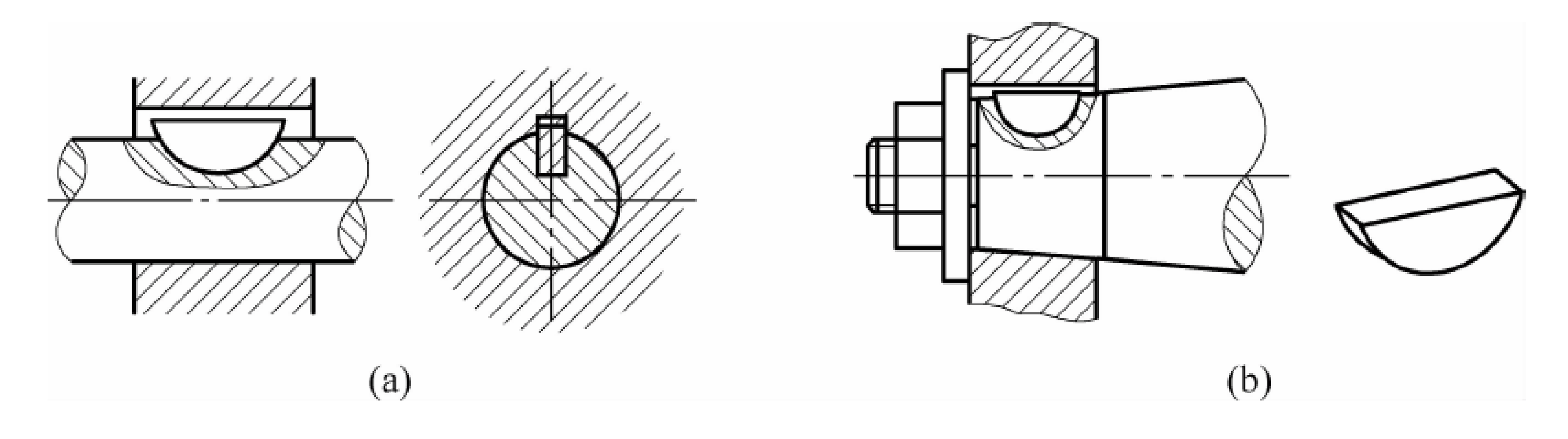


图 11-6　半圆键连接

11.1.3　花键连接

由沿轴和轮毂孔周向均布的多个键齿相互啮合而成的连接，称为花键连接。花键分为外花键和内花键，如图 11-7 所示。

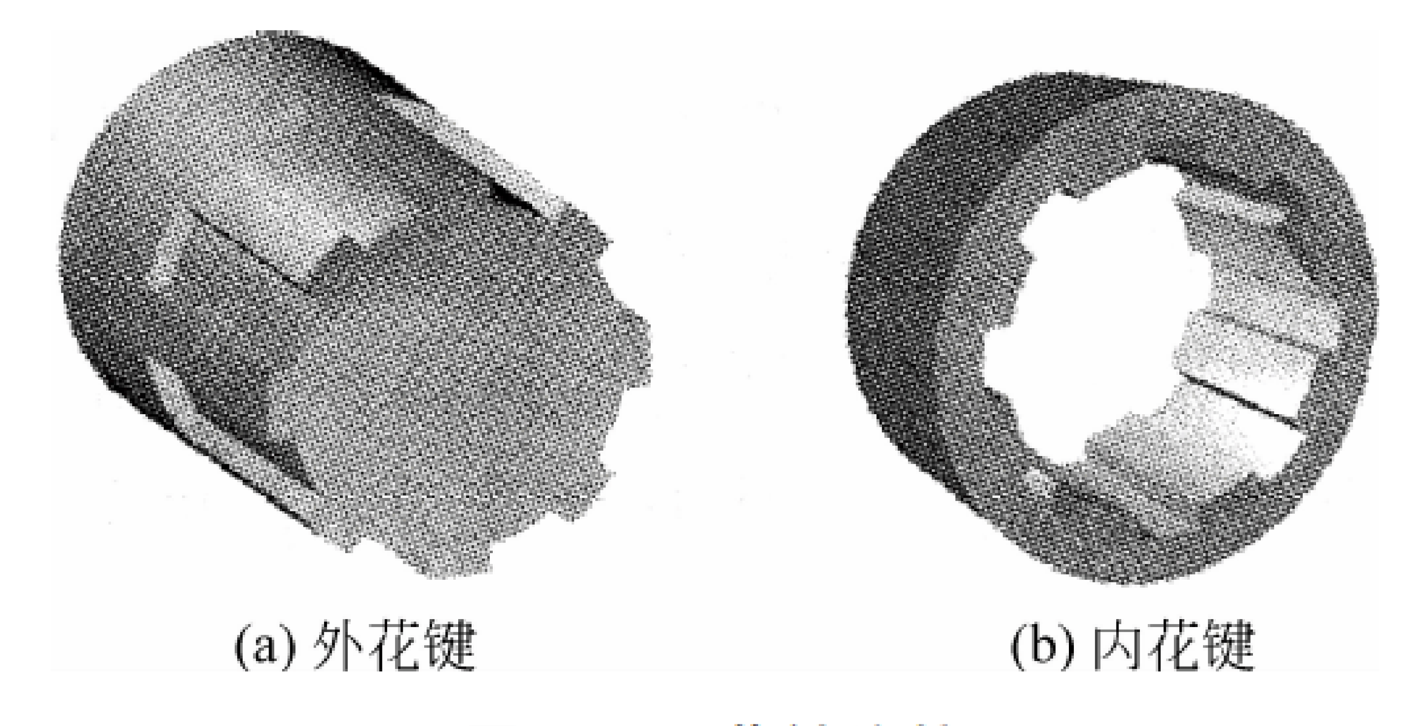


图 11-7　花键连接

花键连接的应用特点如下：

(1) 由于花键多齿承载，承载能力高；

(2) 花键的齿浅，对轴的强度削弱较小；

(3) 对中性及导向性好；

(4) 加工需专用设备，成本高。

花键连接多用于重载和要求对中性好的场合，尤其适用于经常滑动的连接。按齿形不同，分为矩形花键（见图 11-8）和渐开线花键（见图 11-9）。

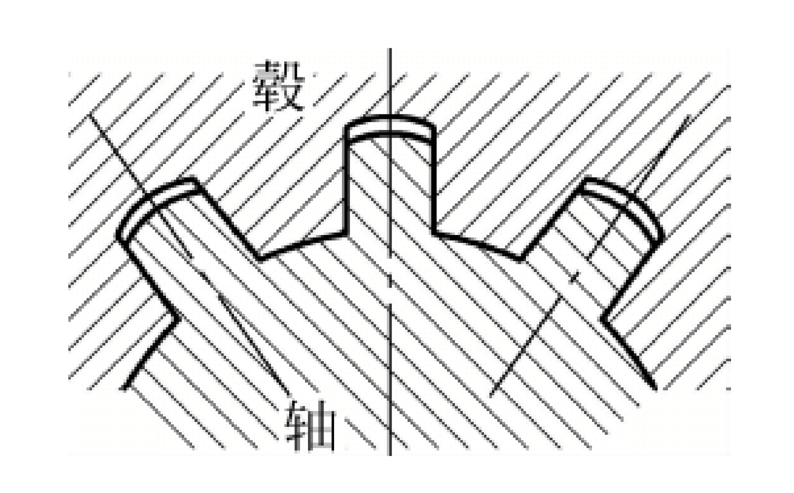


图 11-8　矩形花键连接

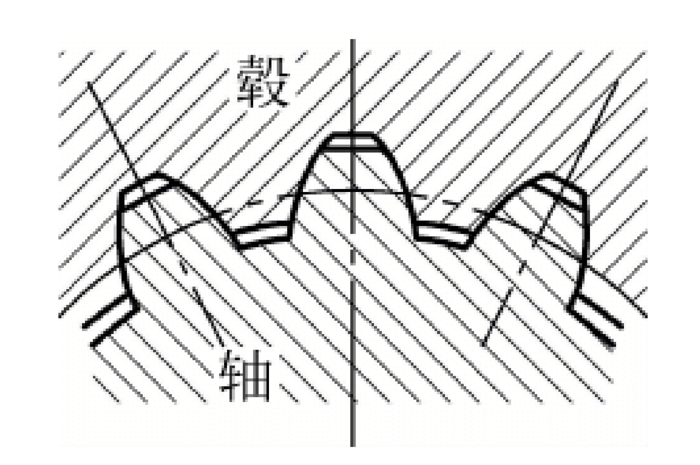


图 11-9　渐开线花键连接

矩形花键齿的两侧面为平面，形状简单，加工方便。由于制造时轴和轮毂上的接合面都要经过磨削，因此能消除热处理所引起的变形。矩形花键具有定心精度高，定心稳定性好，应力集中较小，承载能力较大等特点，应用较为广泛。

渐开线花键的齿廓为渐开线，其特点是制造精度较高，齿根强度高，应力集中小，承载能力大，定心精度高。因此，常用于载荷较大、定心精度要求较高、尺寸较大的连接。

11.1.4　楔键连接

楔键分为普通楔键和钩头楔键，键的上、下两面为工作面，如图 11-10 所示，其中图 11-10(a)所示为 A 型（圆头）普通楔键，图 11-10(b)所示为 B 型（平头）普通楔键，图 11-10(c)所示为钩头楔键。键的上表面和与之相配合的轮毂槽的底面均有 1∶100 的斜度，键侧与键槽有一定的间隙。装配时需打入，靠楔紧作用传递转矩，所以会使轴上零件与轴的配合产生偏心和歪斜，在高速变载作用下，容易松动，所以楔键连接应用于载荷平稳，低速且回转精度不高的场合。

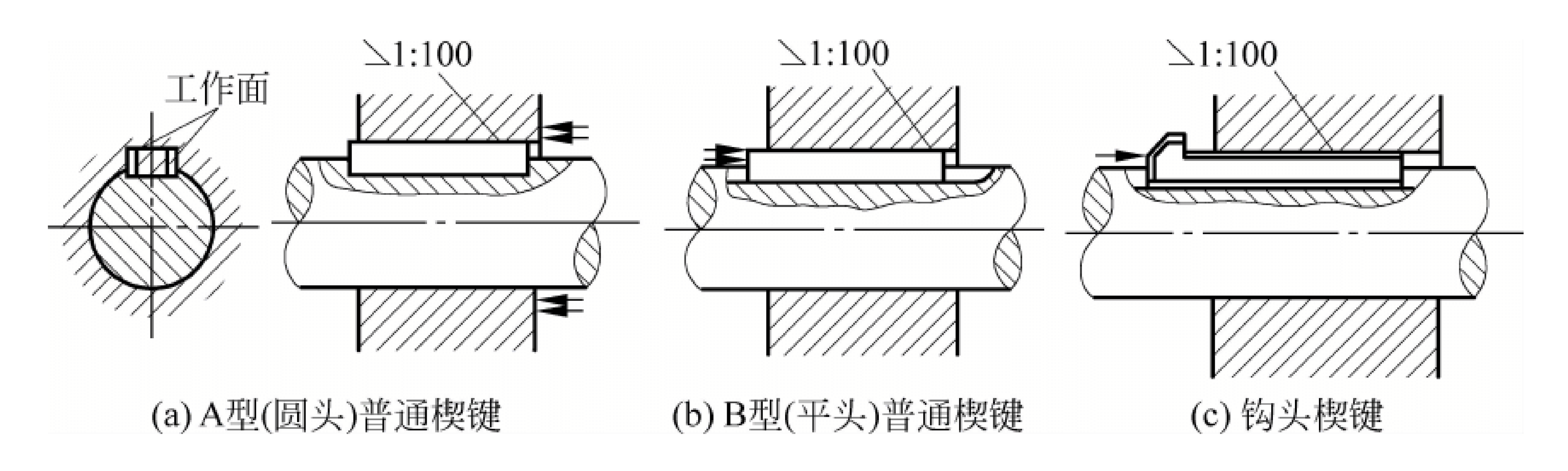


图 11-10　楔键连接

11.1.5　切向键连接

切向键是由 2 个具有 1∶100 斜度的楔键组成的，装配后两楔键以其斜面相互贴合，共同楔紧在轴毂之间，如图 11-11(a)所示。键的上、下表面是工作面，工作时主要靠工作面的挤压来传递扭矩。由于切向键的键槽对轴的强度削弱较大，故只适用于直径大于 100mm 的轴上。切向键能传递很大的扭矩，主要用于对中性要求不高的重型机械中。采用一组切向键只能传递单方向的转矩，如图 11-11(b)所示。传递双向转矩时，必须采用两组切向键，两键相隔 120°～135°，如图 11-11(c)所示。

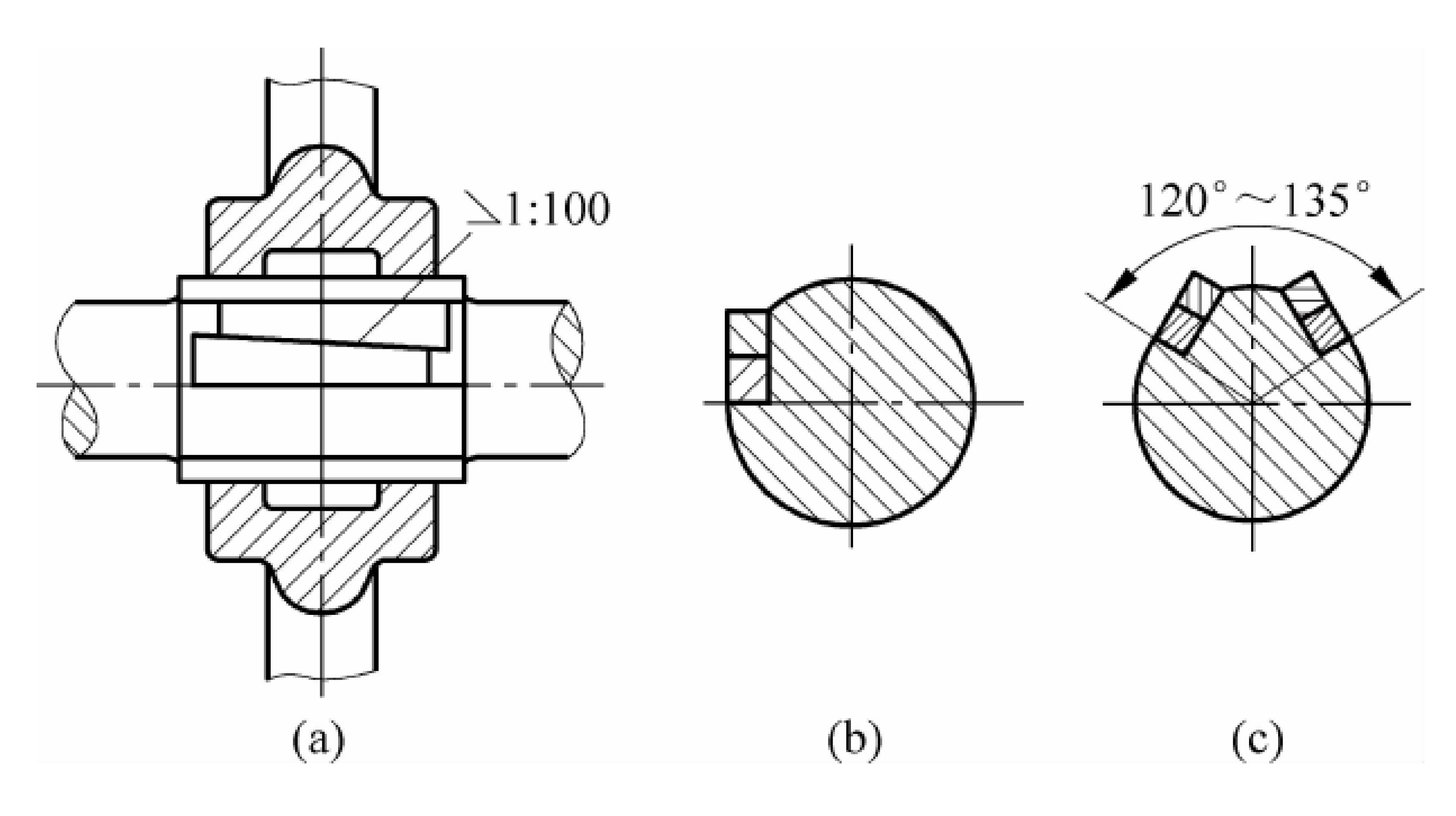


图 11-11 切向键

11.2 销连接

销连接通常用于固定零件之间的相对位置，即作定位销，如图 11-12(a)所示；也可用于轴毂间或其他零件间的连接，即作连接销，如图 11-12(b)所示；有时还可充当过载剪断元件，即作安全销，如图 11-12(c)所示。

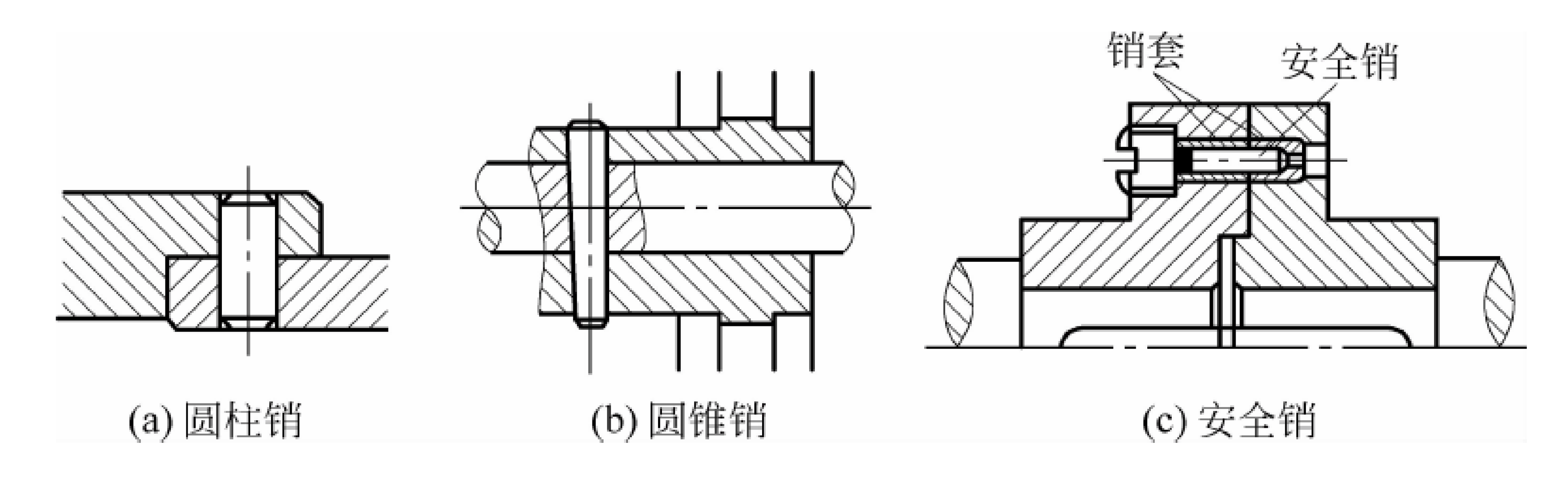


图 11-12 销连接

定位销一般不受载荷或只受很小的载荷，其直径按结构确定。连接销能传递很小的载荷，其直径按结构及经验确定，必要时校核其挤压和剪切强度。安全销的直径应按销的抗剪强度计算，当过载 20%～30%时即应被剪断。

销按形状分为圆柱销、圆锥销和异形销。圆柱销靠过盈与销孔配合，为保证定位精度和连接的紧固性，不宜经常装拆，主要用于定位，也可用作连接销和安全销。圆锥销具有 1∶50 的锥度，小端直径为标准值，自锁性能好，定位精度高，主要用于定位，也可作为连接销。圆柱销和圆锥销的销孔均需铰制。异形销种类很多，其中开口销工作可靠，拆卸方便，常与槽形螺母配合使用，锁定螺纹连接件。

思考题

1. 简述各种键连接的结构特点、工作原理和应用场合。
2. 简述销连接的类型、特点和应用。

第 12 章

联轴器和离合器

导读

联轴器和离合器主要用于连接两轴，使两轴共同回转以传递运动和转矩。两者又有所区别，应用在不同的场合。本章介绍了它们的不同种类、结构、特点和应用场合。通过本章学习，要求能正确区别和应用它们。

12.1 联轴器

联轴器是机械传动中的常用部件，它是用来连接两传动轴，使其一起转动并传递转矩，有时也可作为安全装置。例如卷扬机传动系统中，联轴器将电动机轴与减速器连接起来，并传递转矩及运动。

用联轴器连接的两传动轴在机器工作时不能分离，只有当机器停止运转后，用拆卸的方法才能将它们分开。

联轴器按结构特点不同，可分为刚性联轴器和挠性联轴器。挠性联轴器可分为无弹性元件联轴器和有弹性元件联轴器两类。

12.1.1 刚性联轴器

1. 套筒联轴器

套筒联轴器通过套筒以某种方式连接两轴，如图 12-1 所示。

套筒与两轴连接的方式常用键连接或销连接。套筒联轴器结构简单，径向尺寸小，容易制造，但缺点是装拆时因被连接轴需作轴向移动而使用不太方便。套筒联轴器适用于载荷不大，工作平稳，两轴严格对中并要求联轴器径向尺寸小的场合。

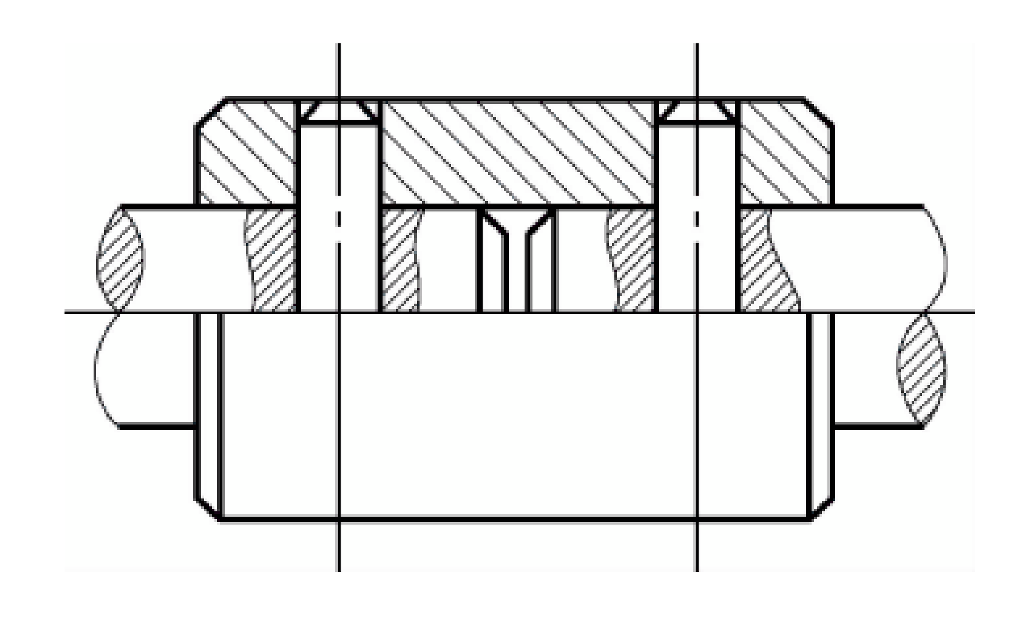


图 12-1　套筒联轴器

2. 凸缘联轴器

凸缘联轴器利用螺栓连接两半联轴器的凸缘，来实现两轴的连接，是刚性联轴器中应用最广的一种联轴器。图 12-2(a)所示是其基本的结构形式，把 2 个带有凸缘(俗称法兰盘)的半联轴器分别与两轴连接，然后用螺栓把 2 个半联轴器连接成一体，以传递转矩和运动。凸缘联轴器要求严格对中，其对中方法有两种：一是在两半联轴器上分别制出凸肩和凹槽，互

相配合而实现对中,如图 12-2(a)所示;一是两半联轴器上都制出凸肩,共同与一个剖分环配合而实现对中,如图 12-2(b)所示。凸肩凹槽配合的联轴器对中性好,但装拆必须先作轴向移动后才能作径向位移;剖分环配合的联轴器则可直接做径向位移进行装拆,但由于采用剖分环,其对中性不及前者。

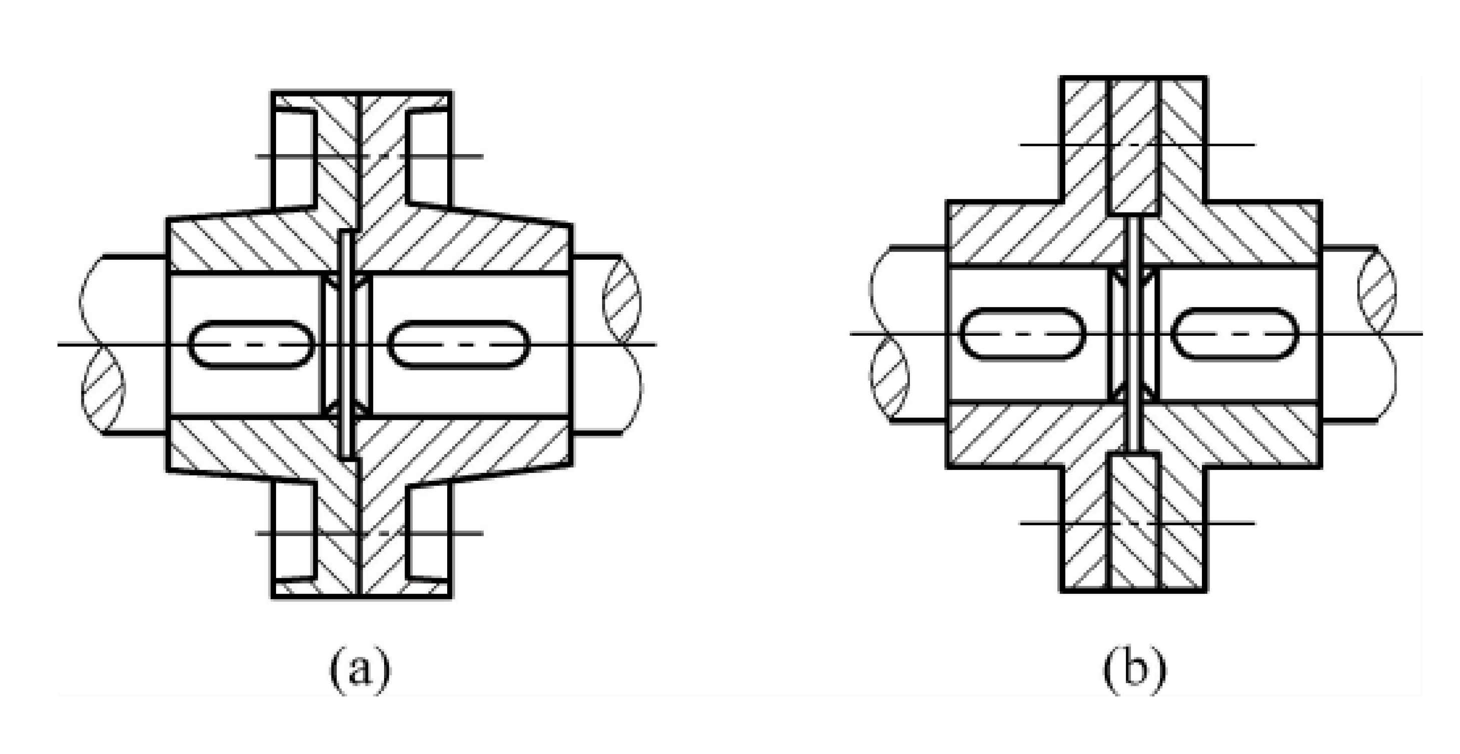


图 12-2 凸缘联轴器

凸缘联轴器结构简单,维护方便,能传递较大的转矩,但对两轴之间的相对位移不能补偿,因此对两轴的对中性要求很高。当两轴有位移或偏斜存在时,就会在机件内引起附加载荷,造成严重磨损,严重影响轴和轴承的正常工作。此外,在传递载荷时不能缓和冲击和吸收振动。凸缘联轴器广泛应用于低速、大转矩、载荷平稳、短而刚性好的轴的连接。

12.1.2 挠性联轴器

1. 无弹性元件联轴器

常用的无弹性元件联轴器有:十字滑块联轴器、万向联轴器和齿式联轴器等。

(1) 十字滑块联轴器

图 12-3(a)所示为十字滑块联轴器,由左套筒 1、右套筒 3 和十字滑块 2 组成。左、右套筒用键分别与两轴连接。十字滑块两端面带有互相垂直的凸肩,分别嵌入左、右套筒端面相应的凹槽中,将两轴连接为一体。如果两轴的轴线不重合,回转时十字滑块的凸肩将沿套筒的凹槽滑动,从而实现对两轴相对位移的补偿,如图 12-3(b)所示。

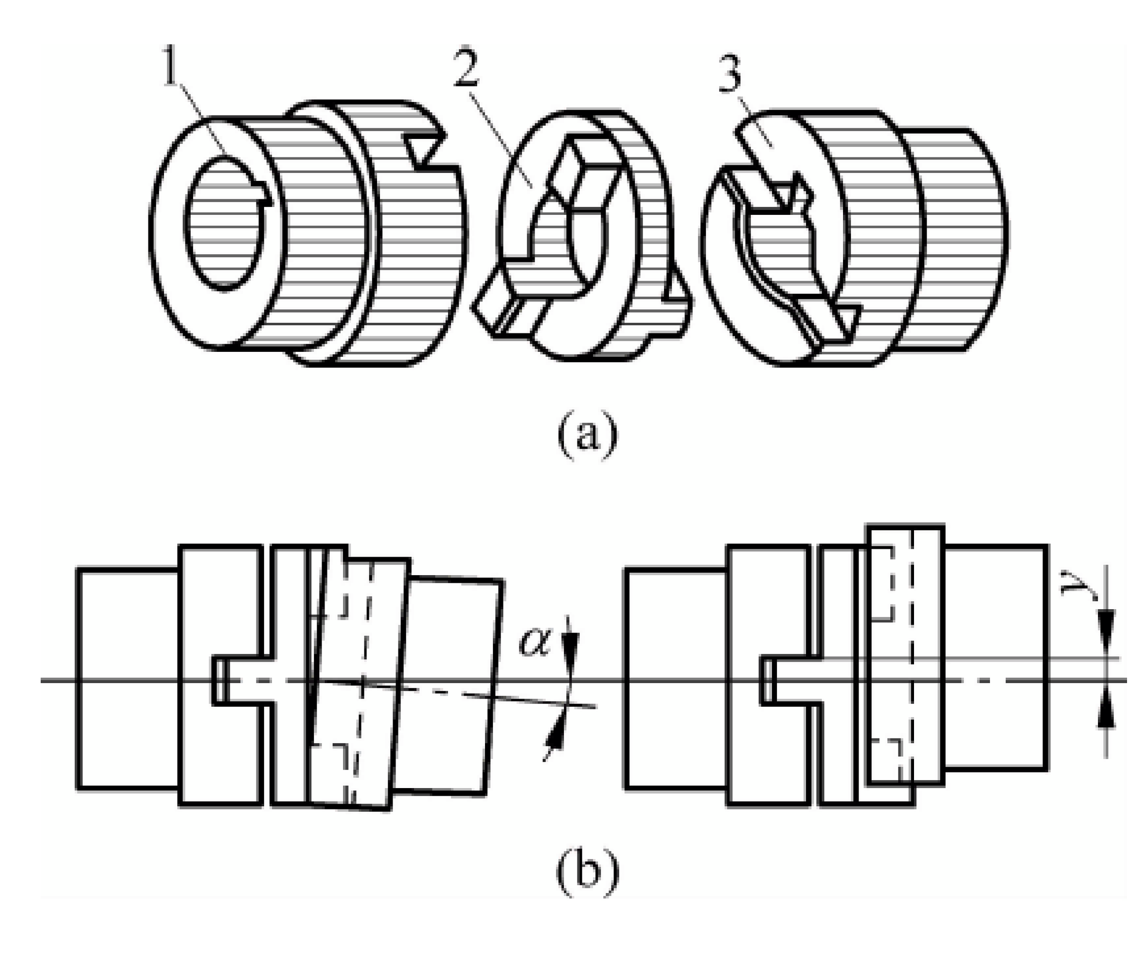


图 12-3 十字滑块联轴器

1—左套筒;2—十字滑块;3—右套筒

十字滑块联轴器结构简单,径向尺寸小,但耐冲击性能差,易磨损。在转速较高时,由于十字滑块的偏心将会产生较大的离心惯性力,从而给轴和轴承带来附加载荷。因此,十字滑块联轴器适用于刚性大,转速低,冲击小的场合。

(2) 万向联轴器

万向联轴器允许两轴存在较大角位移时传递转矩,如图 12-4 所示,为一种应用广泛的万向联轴器。它通过十字轴式中间件实现轴线相交的两轴的连接,由 2 个具有叉状端部的万向接头和 1 个十字轴组成。两轴与万向接头用销连接,通过中间件十字轴传递转矩。

万向联轴器主要用于两轴相交的传动。两轴的交角最大可达 35°～45°。用万向联轴器连接的两相交轴,主动轴回转一周,从动轴也回转一周,但两轴的瞬时角速度是不相等的,也

就是说主动轴以等角速度回转时，从动轴作变角速度回转。两轴交角越大，从动轴的角速度变化越大。由于从动轴回转时角速度的变化会产生附加动载荷而不利于传动，因此常将万向联轴器成对使用，如图 12-5 所示。采用这种方式时，必须使中间连接轴的两端叉面位于同一平面内，且主、从动轴与中间连接轴的 2 个夹角必须相等。

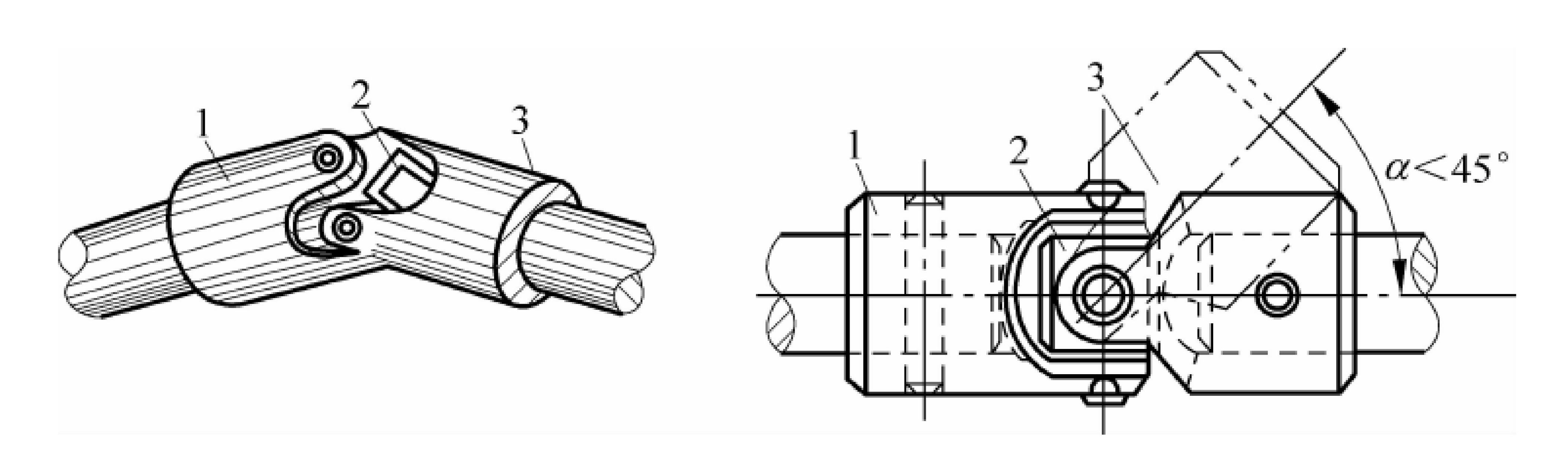


图 12-4 十字轴式万向联轴器

1，2—万向接头；3—十字轴

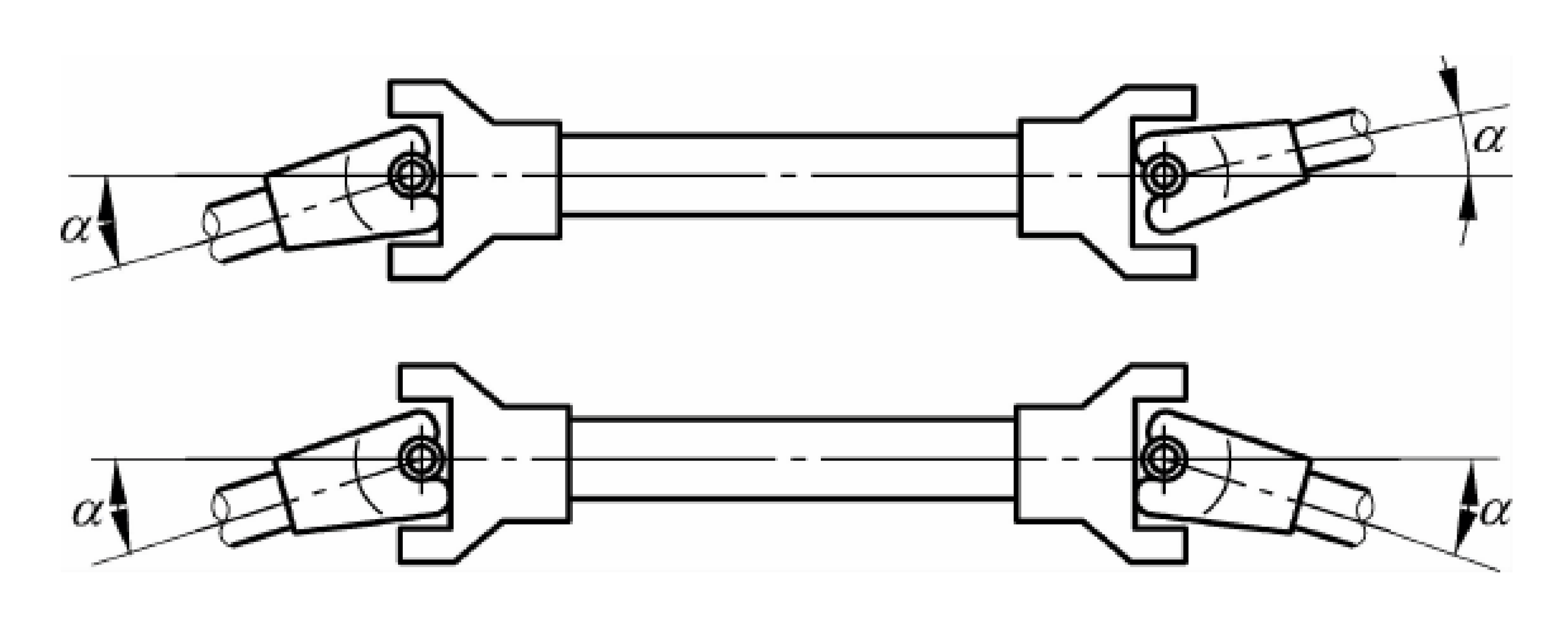
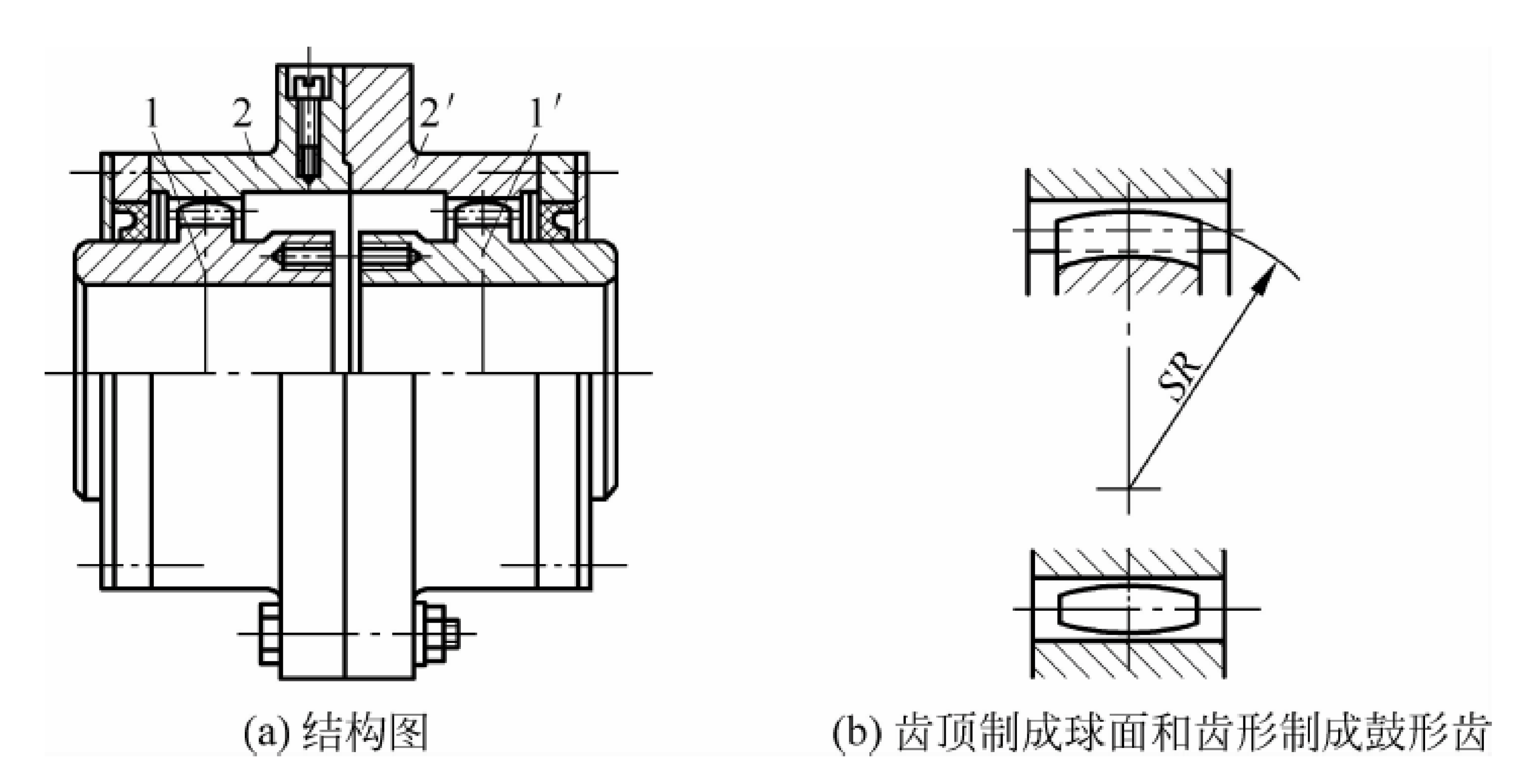


图 12-5 万向联轴器的成对使用

（3）齿式联轴器

齿式联轴器也是无弹性元件联轴器中应用较广泛的一种，它是利用内、外齿啮合来实现两半联轴器的连接，如图 12-6 所示，它由 2 个内齿圈和 2 个外齿轮轴套组成。安装时，两内齿圈用螺栓连接，两个外齿轮轴套通过过盈配合（或键）与轴连接，并通过内、外齿轮的啮合传递转矩。

齿式联轴器结构紧凑，承载能力大，适用速度范围广，但制造困难，适用于重载高速的水平轴连接。为使联轴器具有良好的补偿两轴综合位移的能力，常将外齿齿顶制成球面，齿顶与齿侧均留有较大的间隙，此外，还将外齿轮轮齿做成鼓形齿，如图 12-6(b)所示。



(a) 结构图　　(b) 齿顶制成球面和齿形制成鼓形齿

图 12-6 齿式联轴器

1，1′—外齿轮轴套；2，2′—内齿圈

2. 弹性联轴器

常用的弹性联轴器有：弹性套柱销联轴器和弹性柱销联轴器等。

（1）弹性套柱销联轴器

弹性套柱销联轴器将一端带有弹性套的柱销装在两半联轴器凸缘孔中，而实现两半联轴器的连接，如图 12-7 所示。它的结构与凸缘联轴器相似，只是两半联轴器的连接不是用螺栓，而是柱销。每个柱销上装有几个橡胶圈或皮革圈，利用圈的弹性补偿两轴的相对位移，并可缓和冲击，吸收振动。弹性套柱销联轴器通常应用于传递小转矩、高转速、启动频繁和回转方向经常改变的机械设备中。

（2）弹性柱销联轴器

弹性柱销联轴器将若干非金属材料制成的柱销置于两半联轴器凸缘孔中，从而实现两半联轴器的连接，如图 12-8 所示。柱销的材料常用尼龙，其他具有弹性的非金属材料也可应用，如酚醛、榆木、胡桃木等。弹性柱销联轴器可允许较大的轴向窜动，但径向位移和偏角位移的补偿量不大。弹性柱销联轴器具有结构简单，制造容易和维护方便等优点，一般用于轻载场合。

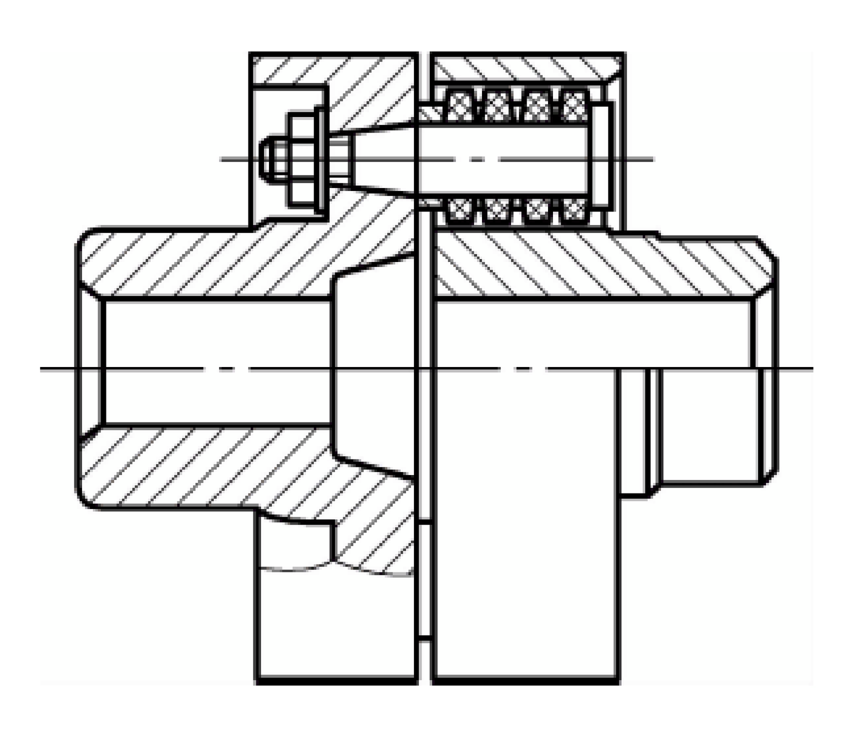


图 12-7　弹性套柱销联轴器

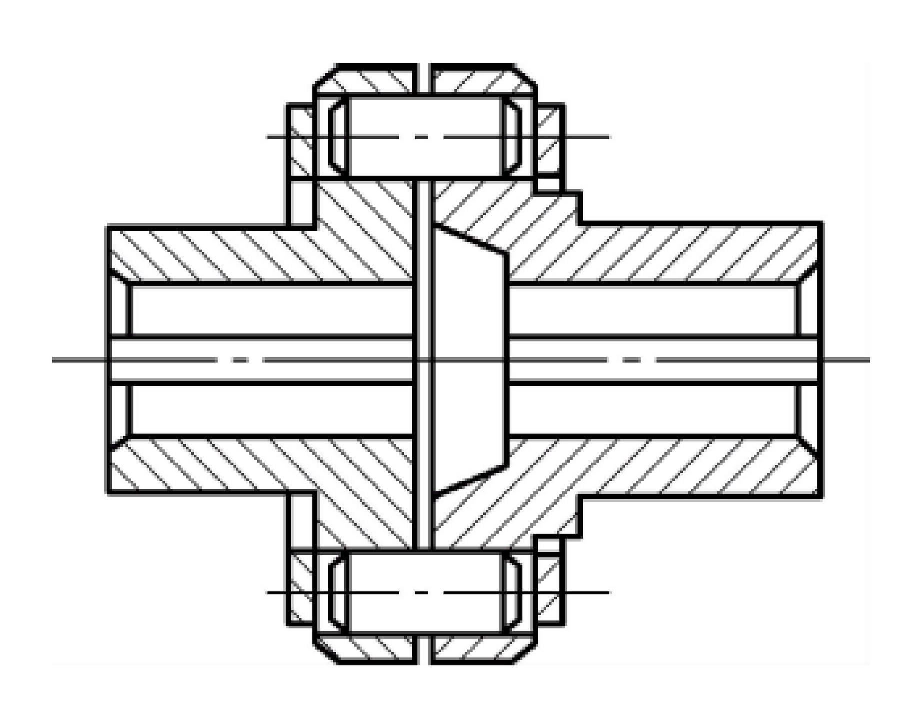


图 12-8　弹性柱销联轴器

12.2　离合器

在机器运转过程中，因联轴器连接的两轴不能分开，所以在一些应用中受到制约。如汽车从启动到正常行驶过程中，需要换挡变速。为了保持换挡时的平稳，减少冲击和振动，需要暂时断开发动机与变速箱的连接，待换挡变速后再逐渐接合。显然，联轴器不能满足这种要求。若采用离合器即可解决这个问题。离合器类似开关，能方便地接合或断开动力的传递。

与联轴器相同，离合器主要用来连接两轴，使其一起转动并传递转矩。但用离合器连接的两轴在机器运转过程中可以随时进行接合或分离。另外，离合器也可以用于过载保护等，通常用于机械传动系统的启动、停止、换向及变速等操作。

离合器的特点是工作可靠，接合平稳，分离迅速而彻底，动作准确，调节和维修方便，操作方便省力，结构简单等。

离合器的类型很多，一般的机械式离合器有啮合式和摩擦式两大类。

12.2.1　牙嵌式离合器

牙嵌式离合器是啮合式离合器中的一种形式，如图 12-9 所示。它由端面上制有凸牙的

套筒组成。固定套筒固定在主动轴Ⅰ上，滑动套筒用导向平键(或花键)与从动轴Ⅱ连接，并可由操纵杆通过滑环使其轴向移动，以实现离合器主、从动部分的接合或分离。为了使2个套筒对中，主动轴上的固定套筒上安装对中环，从动轴在对中环中可自由转动。牙嵌式离合器通过凸牙的啮合来传递转矩和运动。常用的凸牙形状(沿圆周展开)如图12-10所示。其中，正梯形凸牙强度高，易于接合，能传递较大的转矩并能自动补偿凸牙的磨损与间隙，应用较广；锯齿形凸牙只能传递单向转矩。

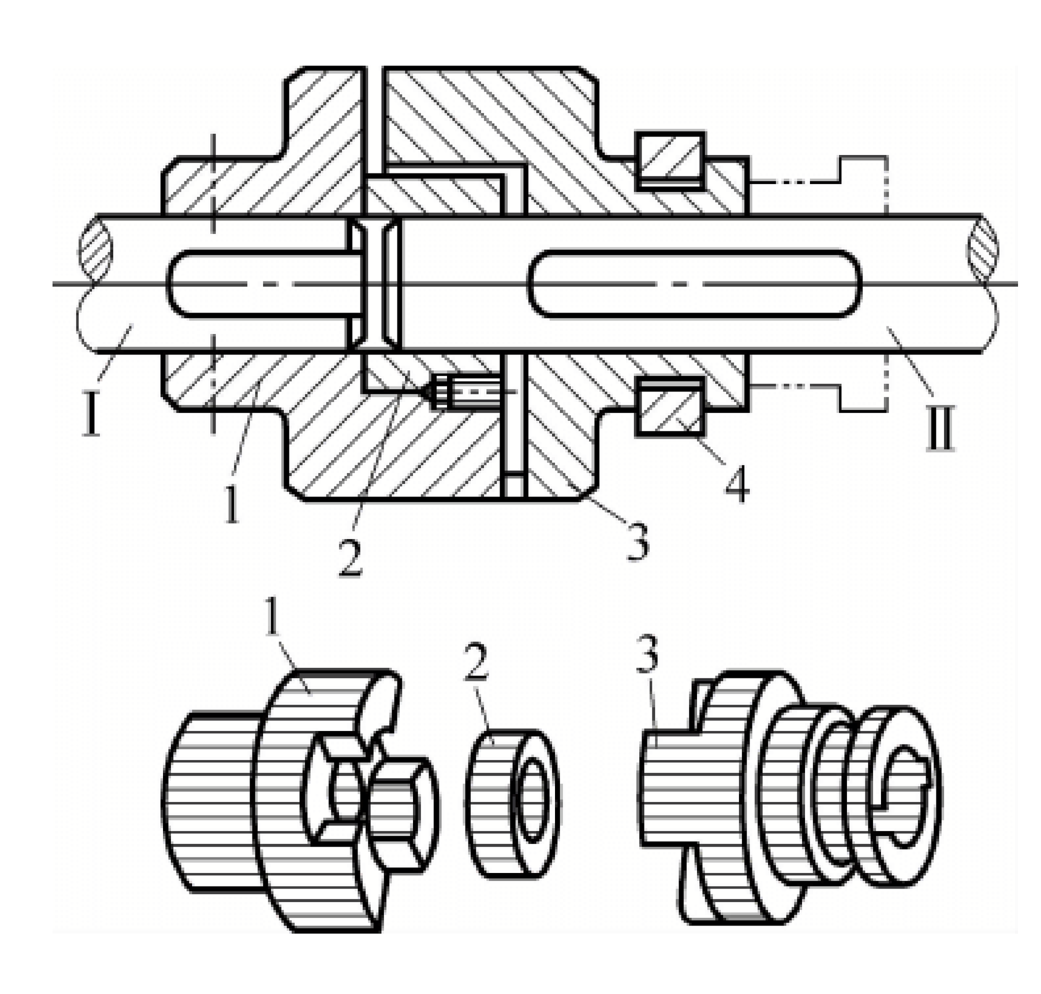


图 12-9　牙嵌式离合器

1—固定套筒；2—对中环；3—滑动套筒；4—滑环；Ⅰ—主动轴；Ⅱ—从动轴

牙嵌式离合器结构简单，外廓尺寸小，两轴接合后不会发生相对移动，但接合时有冲击，只能在低速或停车时接合，否则凸牙容易损坏。

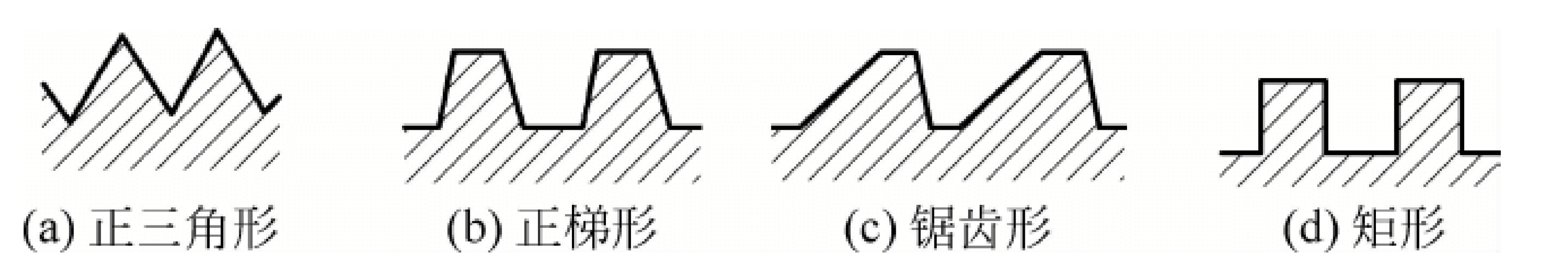


图 12-10　牙嵌式离合器的常用牙形

12.2.2　摩擦式离合器

摩擦式离合器利用主、从动半离合器摩擦片接触面间的摩擦力传递转矩。片式离合器和多片离合器都是机械操纵的摩擦式离合器。为提高传递转矩的能力，通常采用多片摩擦片，它能在不停车或两轴有较大转速差时进行平稳接合，且可在过载时以摩擦片间打滑的方式起到过载保护的作用。

1. 片式离合器

片式离合器又称盘式离合器，是用圆环片的端平面组成摩擦副的离合器，如图12-11所示，离合器主要由2个圆盘组成。左圆盘固定在主动轴上，右圆盘用导向平键(或花键)与从动轴连接，并可在轴上做轴向移动。利用弹簧可将两圆盘压紧。工作时，依靠两盘间的摩擦力传递转矩和运动。杠杆用来控制离合器的接合或分离。

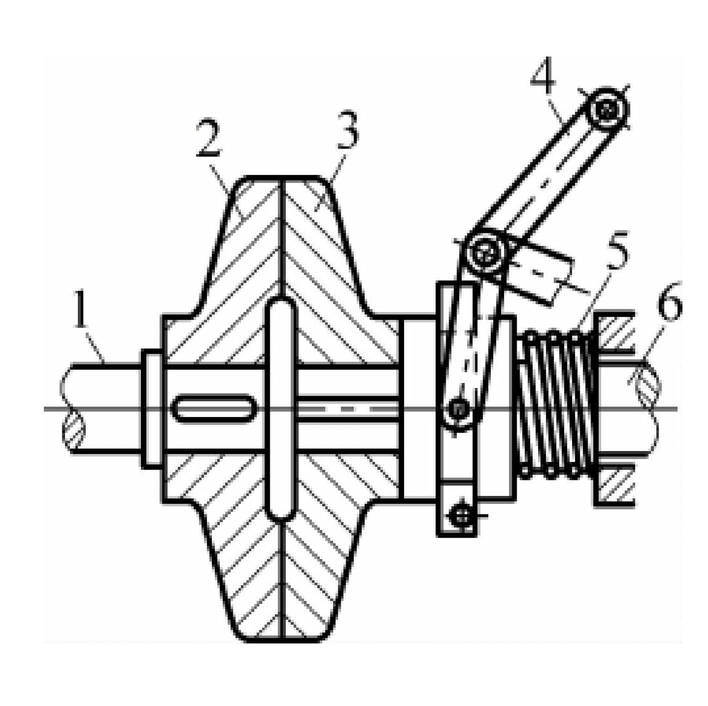


图 12-11　片式离合器

1—主动轴；2，3—圆盘；4—杠杆；5—弹簧；6—从动轴

片式离合器需要较大的轴向力，传递的转矩较小，但在任何转速条件下，两轴均可以分离或接合，且接合平稳，冲击和振动小，过载时两摩擦面之间打滑，起保护作用。

2. 多片离合器

图12-12(a)所示为多片离合器的结构。外鼓轮2和内套筒4分别用平键与主动轴1和从动轴3连接。离合器有两组摩擦片，一组为外摩擦片6，其形状如图12-12(b)所示。外摩擦片外缘上有3个凸齿，与外鼓轮内孔的3条轴向凹槽相配，其内孔则不与任何零件接触。外摩擦片随主动轴一起回转。另一组为内摩擦片7，其

形状如图 12-12(c)所示。内摩擦片内孔壁上有 3 个凹槽(也可制成凸齿),与内套筒外缘上的 3 个轴向凸齿(也可制成凹槽)相配,而其外缘则不与任何零件相接触。内摩擦片随从动轴一起回转。内、外摩擦片相间安装,两组摩擦片均可沿轴向移动。内套筒的外缘上与凸齿相间另开有 3 个轴向凹槽,槽中装有可绕销轴转动的角形杠杆 10。当滑环 9 向左移动时,角形杠杆通过压板 5 将两组摩擦片压向调节螺母 8,离合器处于接合状态,靠两组摩擦片间的摩擦力传递转矩和运动。调节螺母用以调节摩擦片之间的压力。当滑环向右移动时,弹簧片顶起角形杠杆,使两组摩擦片松开,主动轴和从动轴间的传动被分离。内摩擦片也可以制成碟形摩擦片,如图 12-12(d)所示,在承压时被压平而与外摩擦片贴合,松开时由于碟形摩擦片弹性变形(弹力)的作用,可迅速与外摩擦片分离。

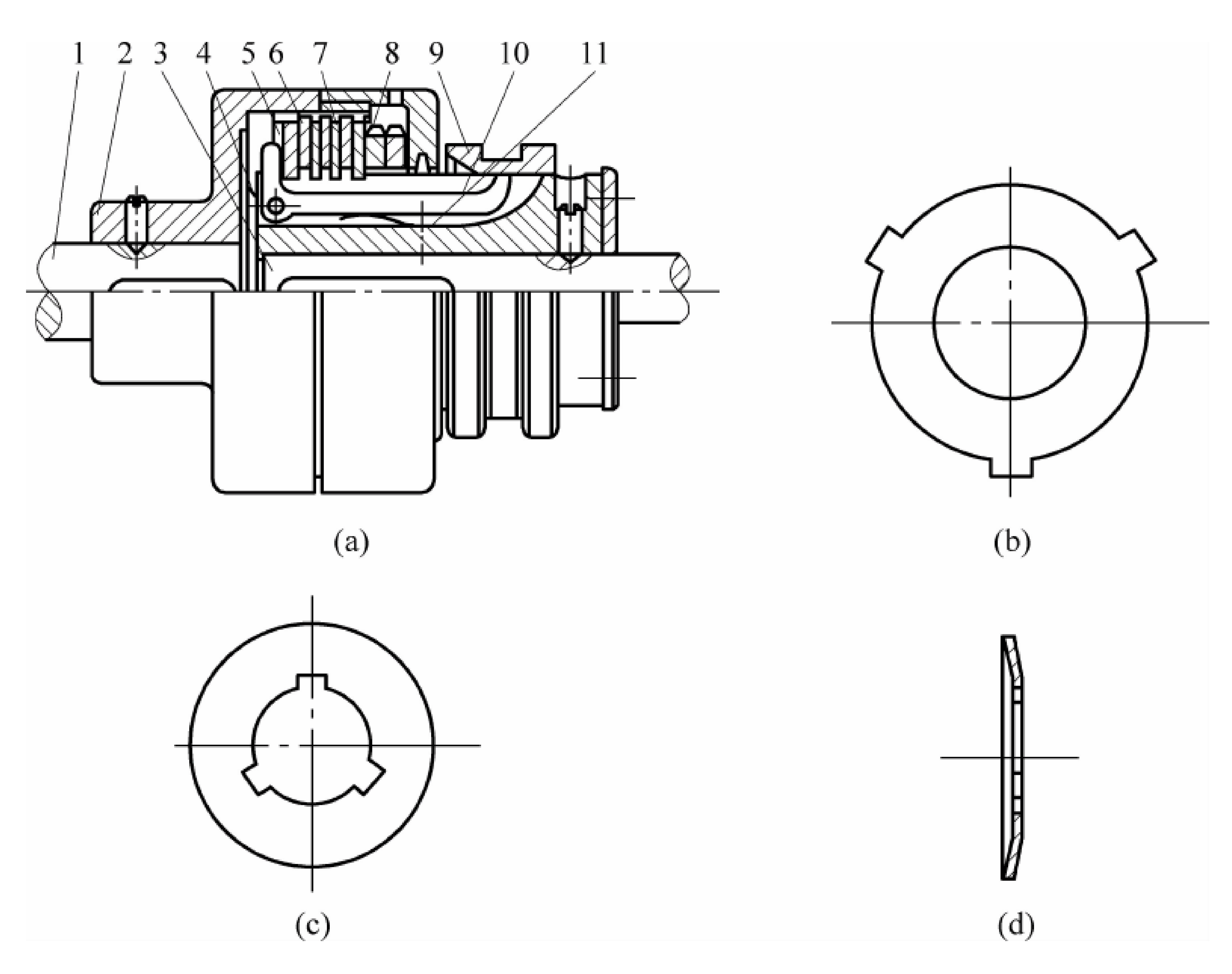


图 12-12　多片离合器

1—主动轴;2—外鼓轮;3—从动轴;4—内套筒;5—压板;6—外摩擦片;
7—内摩擦片;8—调节螺母;9—滑环;10—角形杠杆;11—弹簧片

思考题

1. 联轴器与离合器各有何特点?如何使用?
2. 在制造精度和安装精度较低的情况下,两轴的连接能否使用刚性联轴器?为什么?
3. 凸缘联轴器两种对中方法的特点是什么?
4. 为什么万向联轴器常要成对使用?
5. 牙嵌式离合器与摩擦式离合器有什么异同?

第 13 章

液 压 传 动

导读

液压传动是以液体(通常是油液)作为工作介质,利用液体压力来传递动力和进行控制的一种传动方式,其工作原理与机械传动有着本质的不同。随着液压传动技术的发展,目前世界各国已普遍采用了液压技术,特别是在机床、工程机械、汽车、船舶等行业得到了广泛应用。本章主要介绍了液压传动的工作原理、系统的组成、常用液压元件及基本液压回路,要求能进行简单计算,识读液压传动系统图并能分析其工作过程。

13.1 概述

随着控制技术、计算机技术的发展,液压传动在工程机械、数控机床等先进的技术设备方面以及汽车、钢铁、轻工、食品和军事等领域得到日益广泛的应用。

液压传动是以油液为工作介质,进行能量转换、传递和控制的传动,又称为流体传动。

13.1.1 液压传动的工作原理及组成

图 13-1(a)所示为机床工作台的液压传动系统,它由液压泵、各种控制阀、液压缸、油箱、压力表、管路等组成,图 13-1(c)所示为该液压系统的图形符号原理图。

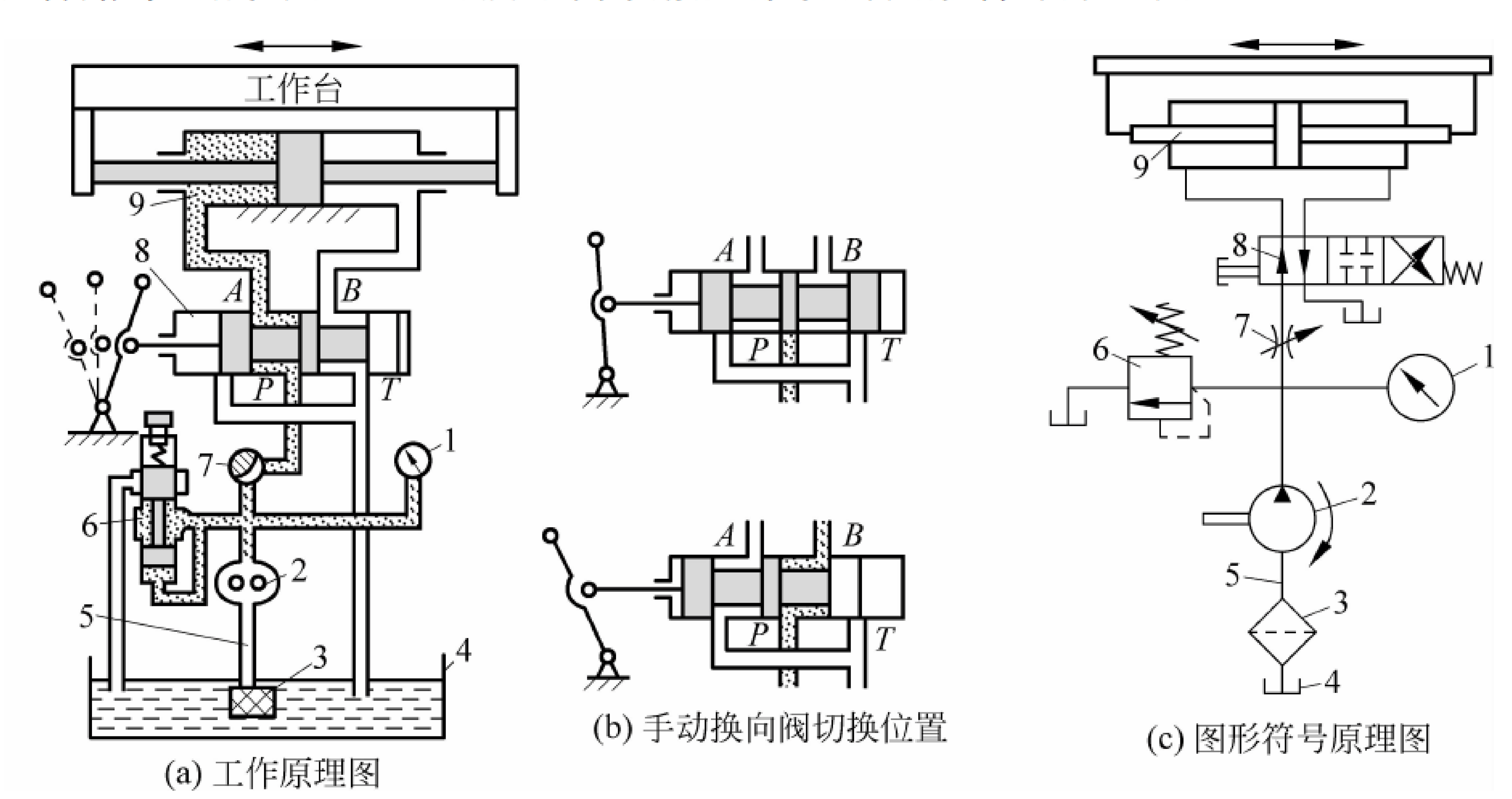


图 13-1 机床工作台液压传动系统

1—压力表;2—液压泵;3—过滤器;4—油箱;5—输油管;6—溢流阀;7—节流阀;8—手动换向阀;9—液压缸

图 13-1 所示系统工作时，由电动机驱动的液压泵 2 通过过滤器 3 从油箱 4 中吸入液压油，将油液加压后输出到系统管路中。在图 13-1(a)所示状态下，液压泵输出的压力油经节流阀 7、手动换向阀 8 进入液压缸 9 的左腔，推动活塞并通过活塞杆带动工作台向右移动；液压缸右腔的油液经换向阀流回油箱。如果将手动换向阀切换至图 13-1(b)上图所示位置，阀芯处于中位，各通路相互截止，工作台停止移动。若将手动换向阀切换至图 13-1(b)下图所示位置，则液压泵输出的油液经换向阀后进入液压缸的右腔，推动活塞使工作台向左移动；此时液压缸左腔的油液经换向阀流回油箱。

在上述系统中，节流阀可控制系统油液的流量，以调节工作台的移动速度；溢流阀起溢流、稳压和控制系统中最高压力的作用；压力表用于观察系统中压力的大小；而过滤器用来防止杂质进入液压系统。

由此可见，液压系统工作时要经过压力能与机械能之间的转换，其工作原理是利用运动着的压力液体迫使系统内密封容积发生改变来传递运动和动力。

液压系统一般由动力元件(液压泵)、执行元件(液压缸)、控制元件(各种控制阀)和辅助元件(油箱、压力表、管道等)和工作介质(液压油)组成。动力元件将原动机输入的机械能转换为油液的压力能，而执行元件是将油液的压力能转换为机械能，以驱动工作机构。

13.1.2 液压传动的特点

与机械传动相比，液压传动具有以下优点：在功率相等的条件下，液压系统体积小，质量轻，结构紧凑；并且运行平稳，能方便地实现换向和无级变速，易于实现程序控制和过载保护；元件能自行润滑，寿命长。

液压传动的缺点为：油液容易泄漏，传动比不准确且传动效率低；系统的性能受温度变化的影响大，不宜在很高或很低的温度条件下工作；制造精度要求较高，成本较高，同时使用和维护要求的技术水平也较高。

液压系统的工作介质多为矿物油，称为液压油。黏度是反映油液黏性的主要指标，黏度大则表明油液运动时的内摩擦力大，油液不易流动。黏度大的油液适用于重载、低速的系统。反之，黏度小的油液流动性好，适用于轻载、高速的系统。

影响油液黏度的主要因素是温度。温度升高会使油液的黏度变小，温度下降会使油液黏度增大。因此，环境温度高时，宜选用黏度较大的油液；环境温度低时，宜选用黏度较小的油液。

13.1.3 液压系统压力和流量的概念

液压系统工作时，利用处于密封容积内运动的压力油进行能量传递。所以，液体的压力和流量是液压系统设计、检测和调试的重要参数。

1. 压力的形成及其传递

液体的压力(压强)是指液体或容器壁单位面积上所受的法向力，通常用 p 表示，其法定单位为 Pa(N/m^2)，压力值较大时用 kPa(10^3 Pa)或 MPa(10^6 Pa)。

液压千斤顶是常见的起重装置(见图 13-2)，它以体积小、质量轻、携带方便且能获得较大的力，而得到广泛的应用。尤其是在汽车的使用和维修方面，几乎成为必备的维修工具。



图 13-2 液压千斤顶

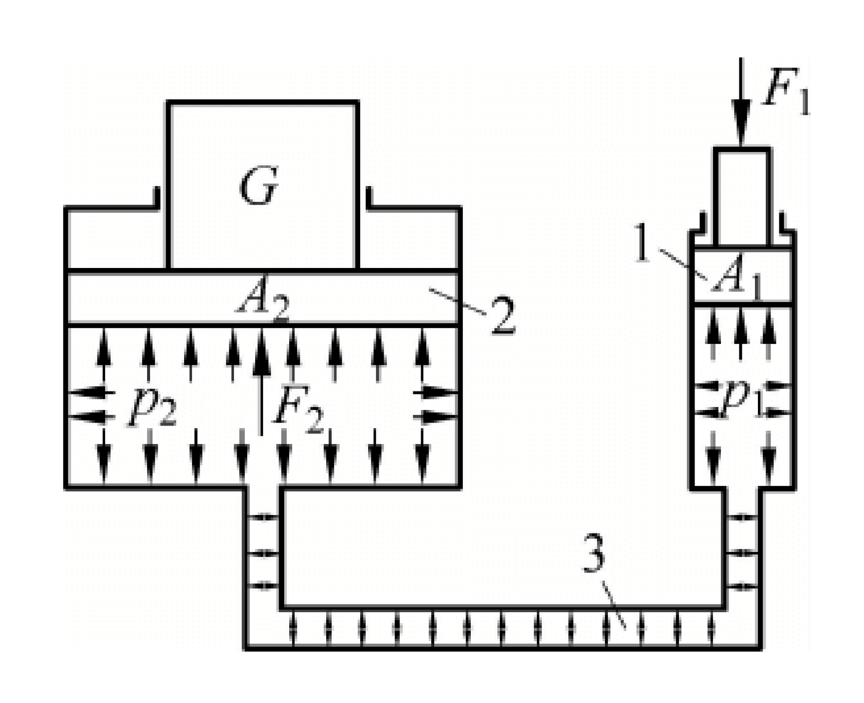


图 13-3 压力形成及其传递

1—小活塞；2—大活塞；3—连通管

液压千斤顶压力的形成以及传递如图 13-3 所示。在 2 个相互连通的油缸(密封腔)中充满油液,并且两油缸内都装有相应的活塞。小活塞 1 的横截面积为 A_1,大活塞 2 的横截面积为 A_2,大活塞上放有重物 G。若在小活塞上施加一外力 F_1,连通缸内的油液受到挤压便产生压力。小液压缸内压力 p_1 为

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1}$$

由帕斯卡定律知,密封容器中的静止液体,在一处受到压力作用时,这个压力可以等值地传递到连通容器内的所有点上。因此,大液压缸内的压力应与小液压缸内的压力相等,即

$$p_2 = p_1 = \frac{F_1}{A_1}$$

则作用在大缸活塞上的总推力 F_2 为

$$F_2 = p_2 A_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}$$

设大、小活塞的直径分别为 D、d,则有

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} = F_1 \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi d^2}{4}} = F_1 \frac{D^2}{d^2}$$

由上式可看出,液压千斤顶的增力倍数为大、小活塞直径之比的平方数,即 $D=2d$ 时,$F_2=4F_1$；$D=3d$ 时,$F_2=9F_1$,依此类推。

当作用在大缸活塞上的总推力 $F_2<G$ 时,大缸活塞不能向上运动,只有继续增大 F_1,使连通缸内的压力增大,直到作用在大缸活塞上的总推力 $F_2=G$ 时,才能使大缸活塞向上运动,把重物抬起。此时缸内压力不再升高,压力达到最大值。

显然,如果重物 G 很重,即外负载很大,阻碍油液运动的阻力也会很大,连通缸中的压力必须相应升高才能推动大缸活塞运动；反之,如果没有重物 G,连通缸内油液运动没有阻力,则系统内就不能产生压力。由此可见,液压传动系统中压力的大小是由外负载决定的,它随负载的变化而变化。

例 13-1 试分析如图 13-4 所示液压系统,当外负载 $F=0$ 或 $F\neq0$ 时(见图 13-4(a)),系统中液压泵的输出压力为多少？当外负载为一固定挡铁时(见图 13-4(b)),即 $F\to\infty$,系统中液压泵的输出压力又是多少？

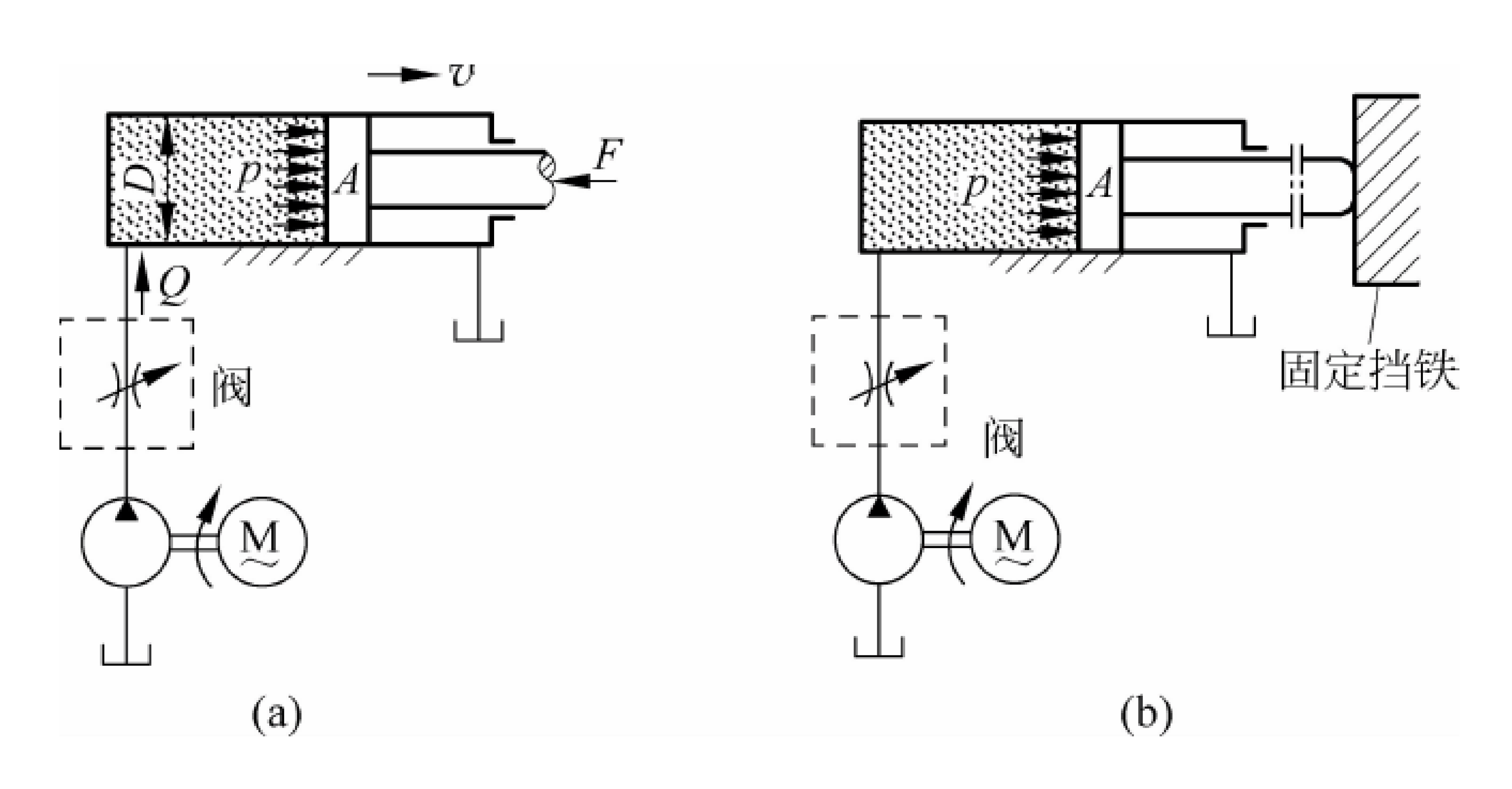


图 13-4 液压传动系统中的压力

解 由公式 $p=\dfrac{F}{A}$ 可得

$$F=0\text{ 时},p=0$$

$$F\neq 0\text{ 时},p=\frac{F}{A}$$

$$F\rightarrow\infty\text{ 时},p\rightarrow\infty$$

由以上结果可进一步印证“液压传动系统内压力的大小取决于外负载”的原理。当外负载趋于无穷大时，活塞根本不能运动，若不停止供油，又没有安全措施，液压缸内压力会无限升高直至系统被破坏。

2. 流量与平均流速

单位时间内流过某通流截面的液体体积称为流量，用 Q 表示，单位为 m^3/s 或 L/min，它们之间的换算关系为

$$1m^3/s=6\times10^4\ L/min$$

平均流速是指单位时间内液体在管道（或缸）内的流动距离，用 v 表示，单位为 m/s。流量和平均流速之间的关系为

$$Q=\frac{\text{体积}}{\text{时间}}=\text{面积}\times\frac{\text{流动距离}}{\text{时间}}=\text{面积}\times\text{平均流速}$$

即

$$Q=Av$$

式中：Q——管道内液体的流量，m^3/s；

A——管道的横截面积或活塞的横截面积，m^2；

v——管道内液体的平均流速，m/s。

根据质量守恒定律和液体流动的连续性，对流量与平均流速之间关系可得出以下结论（见图 13-5）：

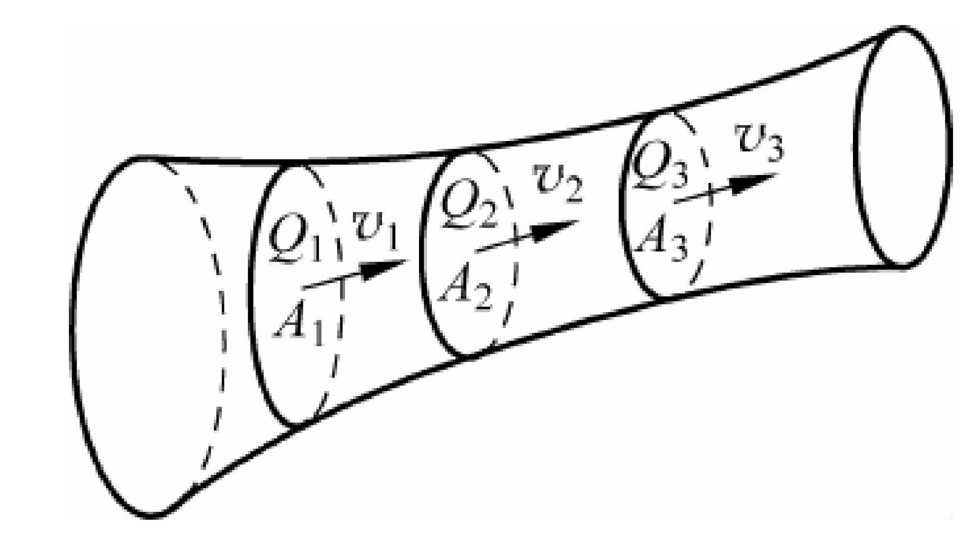


图 13-5 流体流动的连续性

(1) 在无分支管道内流动的液体，通过管道内任一横截面上的流量都相等，即 $Q_1=Q_2=Q_3$；

(2) 液体在无分支管道中流动时，其流速与管道截面积成反比，即 $A_1v_1=A_2v_2=A_3v_3$，也就是说，管道截面积小处平均流速大，管道截面积大处平均流速小；

(3) 液压系统一旦组成，其管道(或缸)的截面积就已确定，由 $Q=Av$ 知，要想调节执行元件的运动速度只需调节流量，且运动速度与系统内的压力大小无关。

例 13-2 如图 13-3 所示的连通系统，假若小活塞 1 面积 $A_1=1.2\times10^{-4}\text{m}^2$，大活塞 2 面积 $A_2=9.6\times10^{-4}\text{m}^2$，管道 3 的截面积 $A_3=0.16\times10^{-4}\text{m}^2$。已知小活塞向下移动速度 $v_1=0.2\text{m/s}$，试求大活塞的上升速度 v_2 和油液在管道 3 内的流速 v_3。

解 根据液体在无分支管道内流动的性质可知，在小液压缸、大液压缸及管道各横截面处的油液流量均相等，即 $Q_1=Q_2=Q_3$，因此有 $A_1v_1=A_2v_2=A_3v_3$。

大活塞向上运动的速度 v_2 为

$$v_2=\frac{A_1v_1}{A_2}=\frac{1.2\times10^{-4}\times0.2}{9.6\times10^{-4}}=0.025\text{m/s}$$

油液在管道内的运动速度 v_3 为

$$v_3=\frac{A_1v_1}{A_3}=\frac{1.2\times10^{-4}\times0.2}{0.16\times10^{-4}}=1.5\text{m/s}$$

由以上结果可验证，在无分支管道中流动的液体，管道截面积小处的平均流速大，而管道截面积大处的平均流速小。

13.2 液压泵

液压泵是液压系统中的动力元件，它们能将原动机(电动机、内燃机等)输出的机械能转换为液压油的压力能。

13.2.1 液压泵基本工作原理及其分类

图 13-6 所示为单柱塞液压泵工作原理图。柱塞 2 装在泵体 3 的柱塞孔内并能自由滑动。偏心轮 1 旋转时，柱塞在偏心轮和弹簧 4 的作用下往复伸缩，使泵内密封腔 a 的容积大小发生周期性交替变化。当密封腔容积由小变大时，泵内形成局部真空，油箱 6 中的油液在大气压作用下经单向阀 5 被吸入泵中而实现吸油；反之，当密封腔容积由大变小时，已吸入的油液受挤压而顶开单向阀 7 输出到系统中去而实现压油。如果偏心轮不断地转动，液压泵就会不断地完成吸油和压油动作，实现连续供油。

这种依靠密封容积的变化进行工作的泵称为容积式泵。

容积式液压泵正常工作的基本条件是：

(1) 必须具有大小可变化的密封容积，泵的输油量与密封容积变化的大小及单位时间内变化的次数(变化频率)成正比；

(2) 必须具有配流装置，如图 13-6 中的单向阀 5，7，它们是液压泵完成吸油或压油的必备装置；

(3) 油箱必须与大气相通或保持一定的压力，以保证工作腔形成真空时能吸入油液。

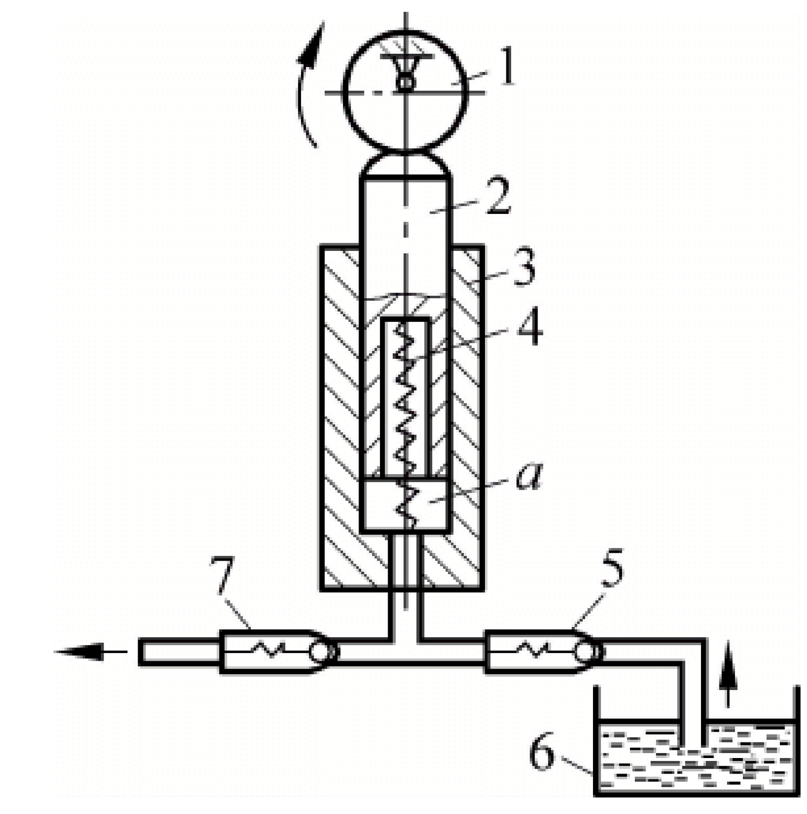


图 13-6 容积泵的工作原理

1—偏心轮；2—柱塞；3—泵体；4—弹簧；5，7—单向阀；6—油箱；a—密封腔

13.2.2 容积式液压泵

在液压传动中常用容积式液压泵。按结构不同,容积式液压泵可分为齿轮泵、叶片泵和柱塞泵。

1. 齿轮泵

齿轮泵有外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两种结构形式。

图 13-7 所示为外啮合齿轮泵的工作原理图,它由一对齿数相等的齿轮 1,2,泵体 3,前、后端盖和传动轴等组成。泵体内壁、两端盖和两齿轮的齿槽间形成密封容积,两齿轮的啮合线将密封容积分为互不相通的左、右两个油腔。

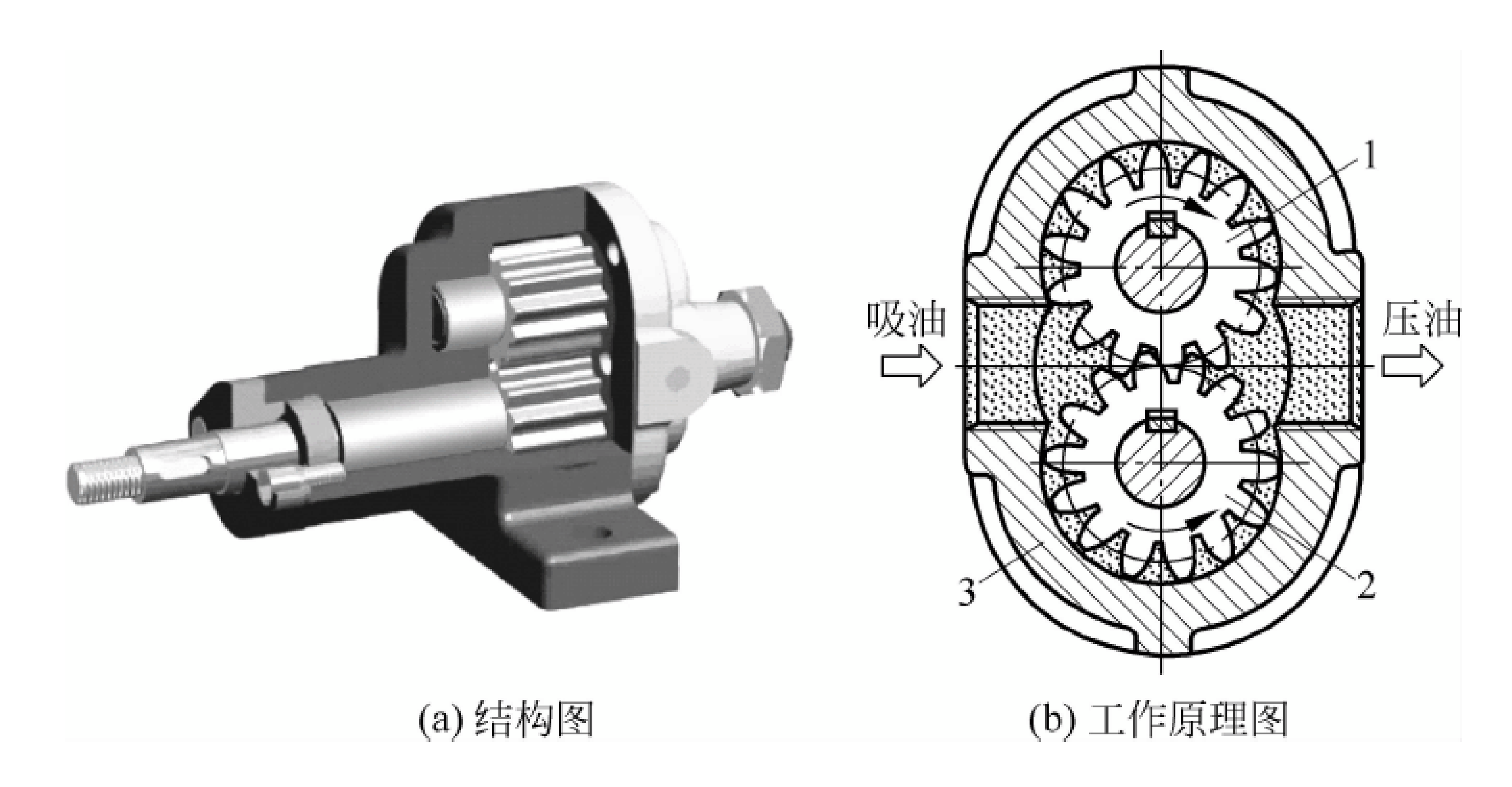


图 13-7 外啮合齿轮泵工作原理

1,2—齿轮;3—泵体

当两齿轮按图示方向转动时,在左腔,轮齿依次脱离啮合,使密封容积不断增大而形成局部真空,油箱内的油液在大气压力作用下经吸油口进入左腔,因此左腔是吸油腔;随着齿轮的转动,吸油腔内的油液被各齿槽带到右腔;在右腔,轮齿依次进入啮合,使密封容积不断减小,油液受挤压从压油口排出,故右腔为压油腔。两齿轮持续转动,油泵实现连续供油。

齿轮泵压油腔的压力总是高于吸油腔的压力,因此,作用在齿轮轴上的径向液压力不平衡。为减小这种力的不平衡,在制造时,使齿轮泵的出油口直径小于进油口直径,所以齿轮泵的进、出油口不能调换。

齿轮泵属单向定量泵,其特点是结构简单,易于制造,价格便宜,工作可靠,维护方便。但其每一对轮齿啮合过程中的容积变化是不均匀的,故流量和压力脉动大,并会产生振动和噪声,因此一般只用于低压轻载系统中。

2. 叶片泵

叶片泵按转子每转吸油和排油次数的不同分为单作用叶片泵和双作用叶片泵。

(1) 单作用叶片泵

图 13-8 所示为单作用叶片泵的工作原理图。定子 4 内表面为圆柱形,定子和转子 1 之间有一偏心距 e。叶片 2 装在转子槽内并可灵活滑动。位于转子侧面的固定的配油盘 3 上开有一个吸油窗和一个压油窗,分别与吸油口和压油口相通。

转子转动时,由于离心力的作用,叶片顶端紧贴在定子内表面上,叶片将定子、转子和配

油盘所围成的密封容积分割成若干个密封腔。由于偏心距 e 的存在，转子转动一周，每两相邻叶片间的密封容积会发生增大和减小的一次循环。在吸油区，密封容积逐渐增大，形成局部真空而吸油；在压油区，密封容积逐渐减小而压油；为了保证液压泵正常工作，在吸油区和压油区之间有一段封油区。这种泵转子转动一周，每个密封空间完成一次吸油和一次压油，故称为单作用叶片泵。

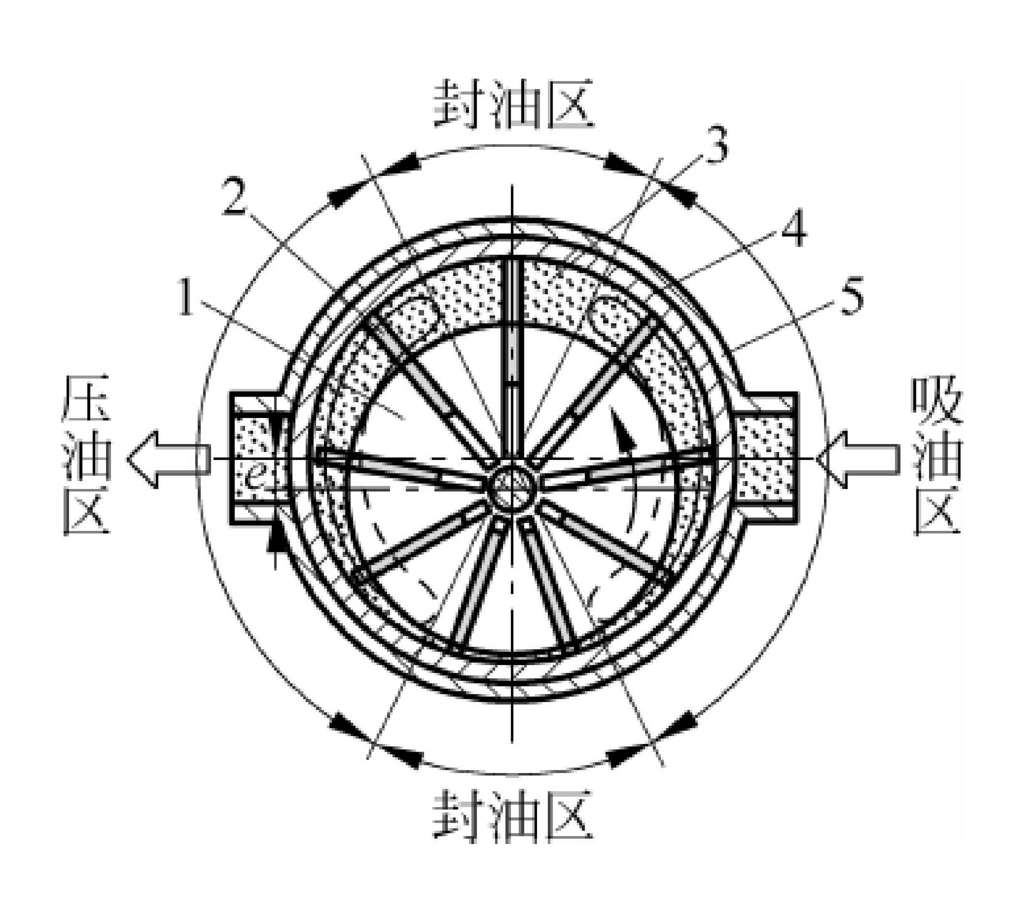


图 13-8 单作用叶片泵工作原理

1—转子；2—叶片；3—配油盘；4—定子；5—泵体

单作用叶片泵的偏心距 e 是可调的。调节偏心距的大小，可改变泵内密封容积的变化量，进而改变泵的输油量。若改变偏心距的方向，可使吸油区和压油区的方位互换，即可改变泵的输油方向。

单作用叶片泵可作为单向变量泵，也可作为双向变量泵，但这种泵的封油区使转子轴单向受压力油作用，径向受力不平衡，所以工作压力不宜过高。

(2) 双作用叶片泵

图 13-9 所示为双作用叶片泵的工作原理。双作用叶片泵与单作用叶片泵的结构不同之处在于，双作用叶片泵的转子与定子中心重合，定子内表面为近似椭圆形，由 2 段长圆弧、2 段短圆弧和 4 段过渡曲线组成。配油盘上对称地开有 2 个吸油窗和 2 个压油窗，分别与进油口和出油口相通。

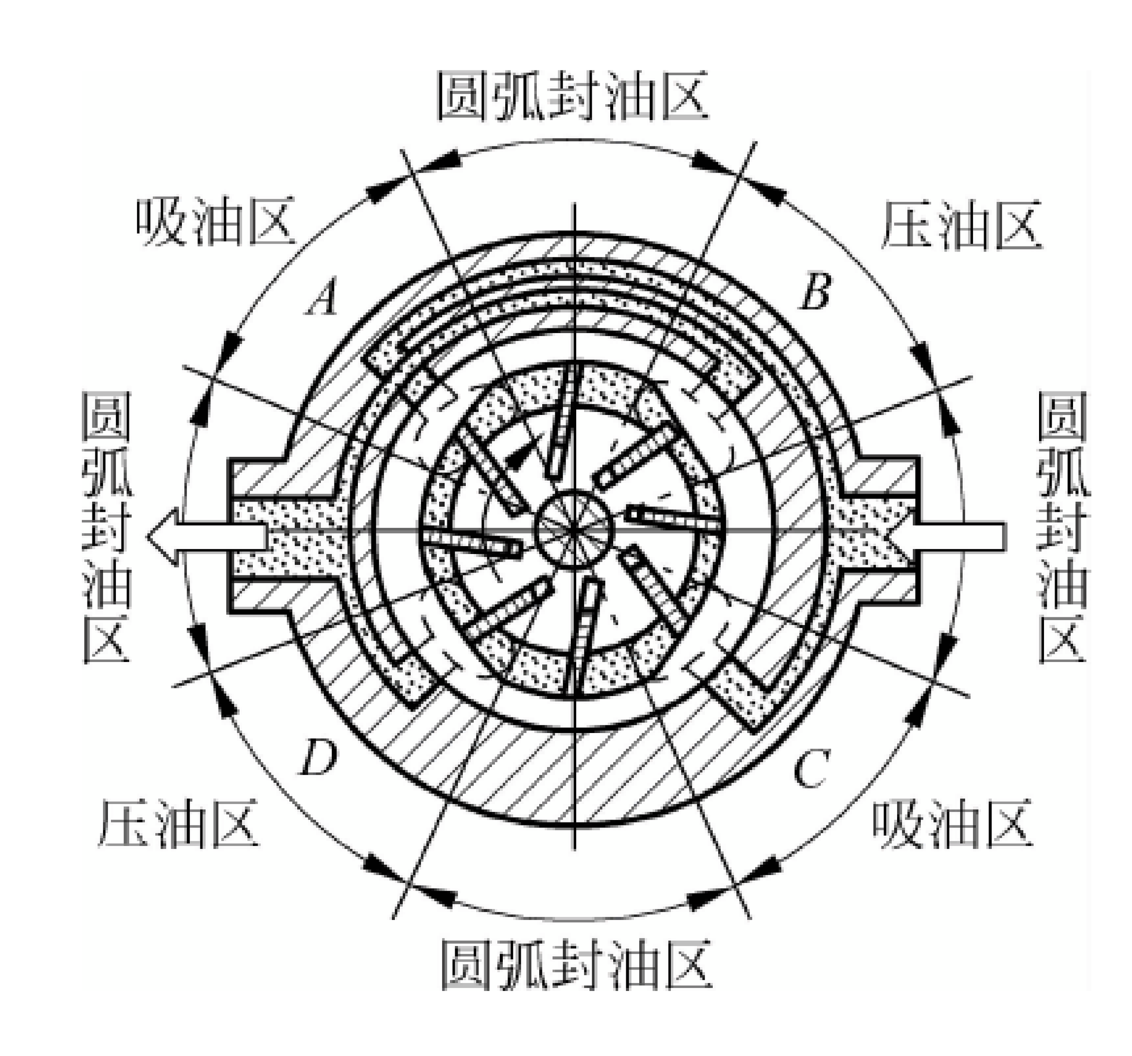


图 13-9 双作用叶片泵工作原理

转子按图示方向转动时，叶片在离心力作用下被甩出并靠紧在定子内表面上。当两叶片间的密封腔进入 A 区后，密封容积逐渐加大，形成局部真空，通过吸油窗将油液吸入；密封腔进入 B 区后，密封容积逐渐减小，将油液从压油窗压出；随着转子的转动，密封腔在 C 区和 D 区则重复 A 区和 B 区的过程，分别进行吸油和压油。转子旋转一周，每个密封腔完成 2 次吸油和 2 次压油，因此这种液压泵称为双作用叶片泵。

双作用叶片泵的转子与定子同轴，流量不能调节，属于定量泵。这种泵的 2 个吸油窗和 2 个压油窗分别对称于转子中心分布，转子受力平衡，适用于中压液压系统。

与齿轮泵相比，叶片泵的特点是流量均匀、运转平稳、噪声小。但由于叶片泵的运动零件间的间隙小，所以对油的过滤要求较高，结构较复杂，价格较高。

3. 柱塞泵

柱塞泵按柱塞的排列方式不同，分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵两类。

(1) 轴向柱塞泵

图 13-10 所示为柱塞轴线与传动轴轴线平行的轴向柱塞泵的工作原理。柱塞 3 装在泵体 4 的轴向孔内，沿圆周均匀分布。斜盘 2 与配油盘 5 固定不动，斜盘与泵体轴线有一夹角 α，各柱塞受弹簧或液压力作用靠紧在斜盘上。

当传动轴 1 带动泵体按图示方向旋转，柱塞随泵体从 0 转到 π 时，柱塞被弹簧推出，这

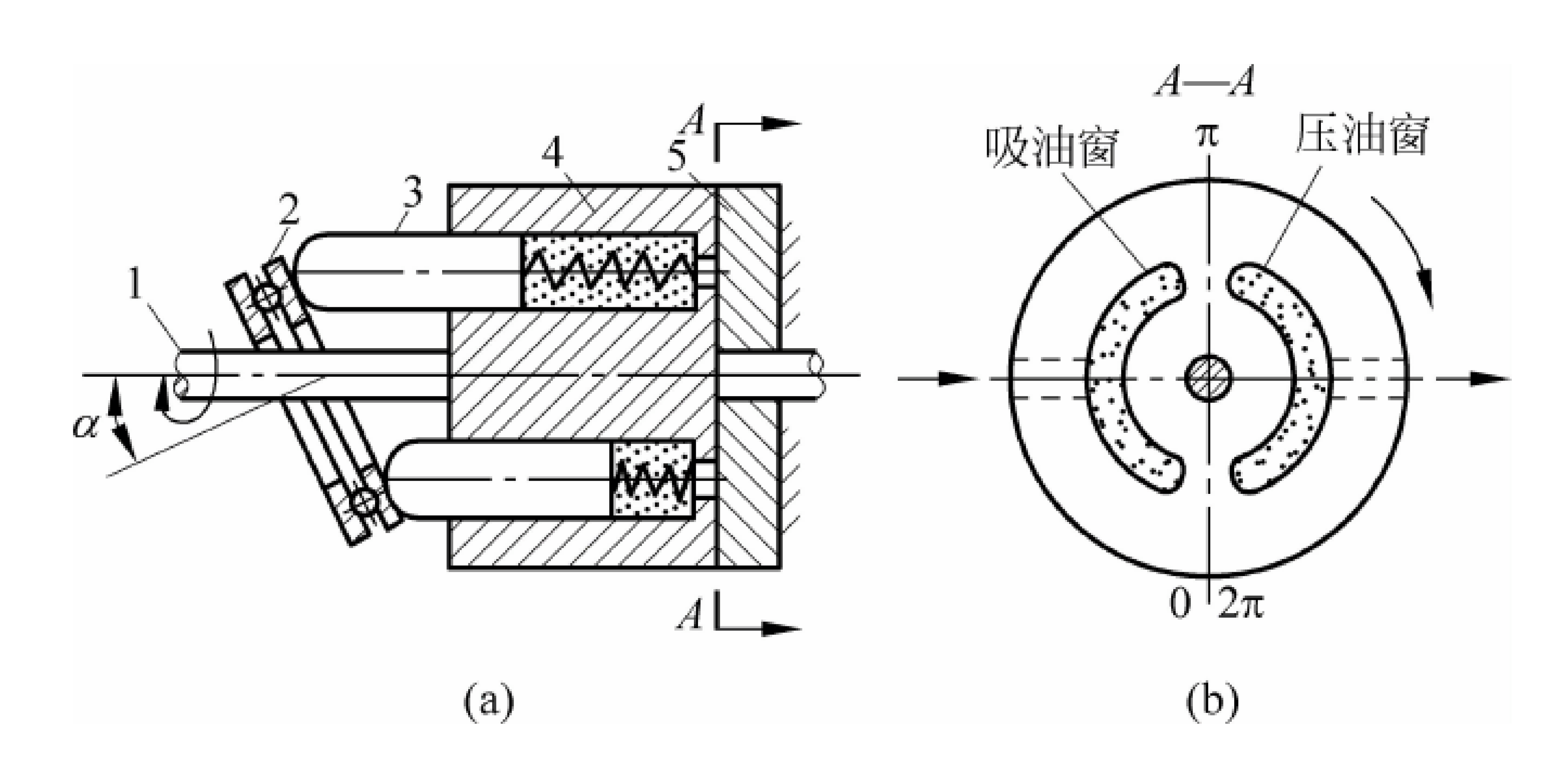


图 13-10　轴向柱塞泵工作原理

1—传动轴；2—斜盘；3—柱塞；4—泵体；5—配油盘

时由配油盘、泵体及柱塞组成的密封腔增大，形成真空，从配油盘的吸油窗吸油。泵体继续旋转，柱塞在转角 $\pi\sim2\pi$ 之间时，斜盘将柱塞压入泵体，密封腔减小，将油液从配油盘的压油窗压出。泵体旋转一周，每个柱塞往复运动一次，完成一次吸油和一次压油。传动轴带动泵体连续转动，柱塞泵不断地吸油和压油。

对于轴向柱塞泵，改变斜盘倾角 α 的大小，就能改变柱塞往复运动行程的大小，从而改变泵的流量；改变斜盘的倾斜方向，可以改变泵进、出油口的位置。

(2) 径向柱塞泵

图 13-11 所示为径向柱塞泵的工作原理。柱塞 4 装在转子 5 的径向孔内，衬套 3 与转子孔紧固连接并可随之一起绕配流轴 6 转动，配流轴固定不动并与定子 7 偏心安装，偏心距为 e。

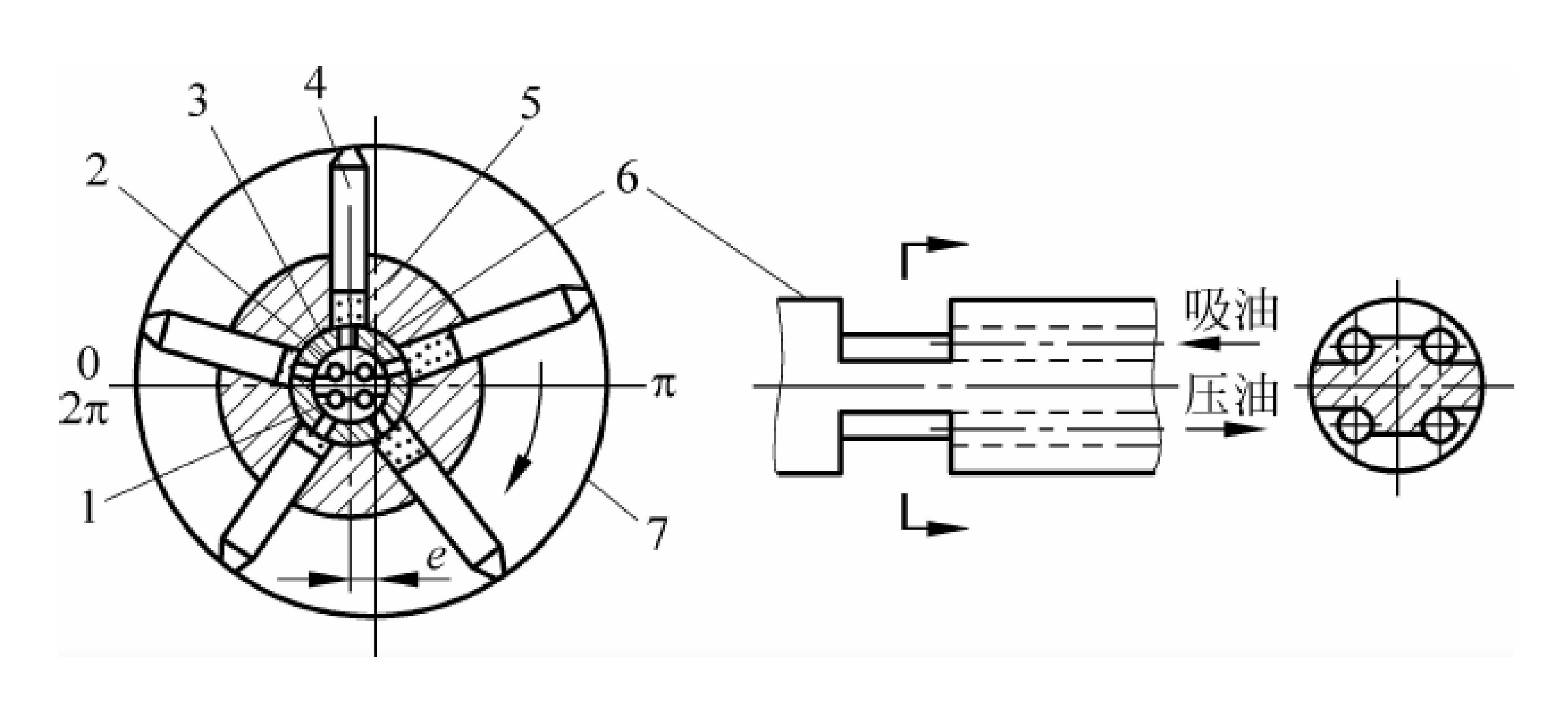


图 13-11　径向柱塞泵工作原理

1—压油口；2—吸油口；3—衬套；4—柱塞；5—转子；6—配流轴；7—定子

转子按图示方向转动时，柱塞在离心力的作用下，其头部与定子内表面紧密接触，在 $0\sim\pi$ 之间，柱塞逐渐伸出，柱塞孔内的密封容积增大，形成真空，通过配流轴的吸油口吸油；在 $\pi\sim2\pi$ 之间，柱塞被定子内表面逐渐压回，柱塞孔内的密封容积减小，将油液通过配流轴的压油口压出。转子连续转动，吸油、压油过程不断重复。

对于径向柱塞泵，调节转子偏心距 e 的大小，可以改变泵的输油量；若改变偏心距的方向，则可改变泵的输油方向。

轴向柱塞泵和径向柱塞泵均可用作单向变量泵或双向变量泵。柱塞泵一般效率较高，输出压力可以较大，多用于高压液压系统。

13.2.3 液压泵的图形符号

为了方便绘制液压系统图，国标对液压元件规定了统一的图形符号。液压泵常见的图形符号见表 13-1。

表 13-1 液压泵常见的图形符号

类　　型	图形符号	类　　型	图形符号
单向定量泵		双向定量泵	
单向变量泵		双向变量泵	

选用液压泵时，应以系统中执行元件所需的最大流量和最大工作压力为依据，综合考虑各种因素；确定型号时，要使其铭牌上标定的流量（或排量）和压力均大于系统所要求的液体最大流量和最大压力。泵的铭牌上标出的流量或压力值即为额定值。

13.3 液压缸

液压缸是液压系统中的执行元件，其作用是将液体的压力能转换为机械能。液压缸输入的是液体的流量和压力，输出的是直线运动速度和力。液压缸的种类很多，按结构特点的不同，分为活塞式、柱塞式以及摆动式 3 大类。本节只介绍在液压系统中应用最广的活塞式缸。

活塞式缸有双杆活塞缸和单杆活塞缸 2 种结构型式，如图 13-12 所示。



(a) 双杆活塞缸　　(b) 单杆活塞缸

图 13-12 活塞式缸

13.3.1 双杆活塞缸

双杆活塞缸在活塞两端都有活塞杆伸出，如图 13-13(a)、(b)所示，图中 A、B 分别为压力油的进、出口。图 13-13(c)所示为双杆活塞缸的图形符号。

双杆活塞缸两端的活塞杆直径通常是相等的，因此它左、右两腔的有效面积 A 也相等。双杆活塞缸的特点是：当交替进入缸两腔的液体压力 p 和流量 Q 不变时，活塞缸在左、右两个方向上产生的推力 F 和运动速度 v 分别相等。

双杆活塞缸按固定方式不同有缸体固定和活塞杆固定两种，其工作原理和应用特点见表 13-2。

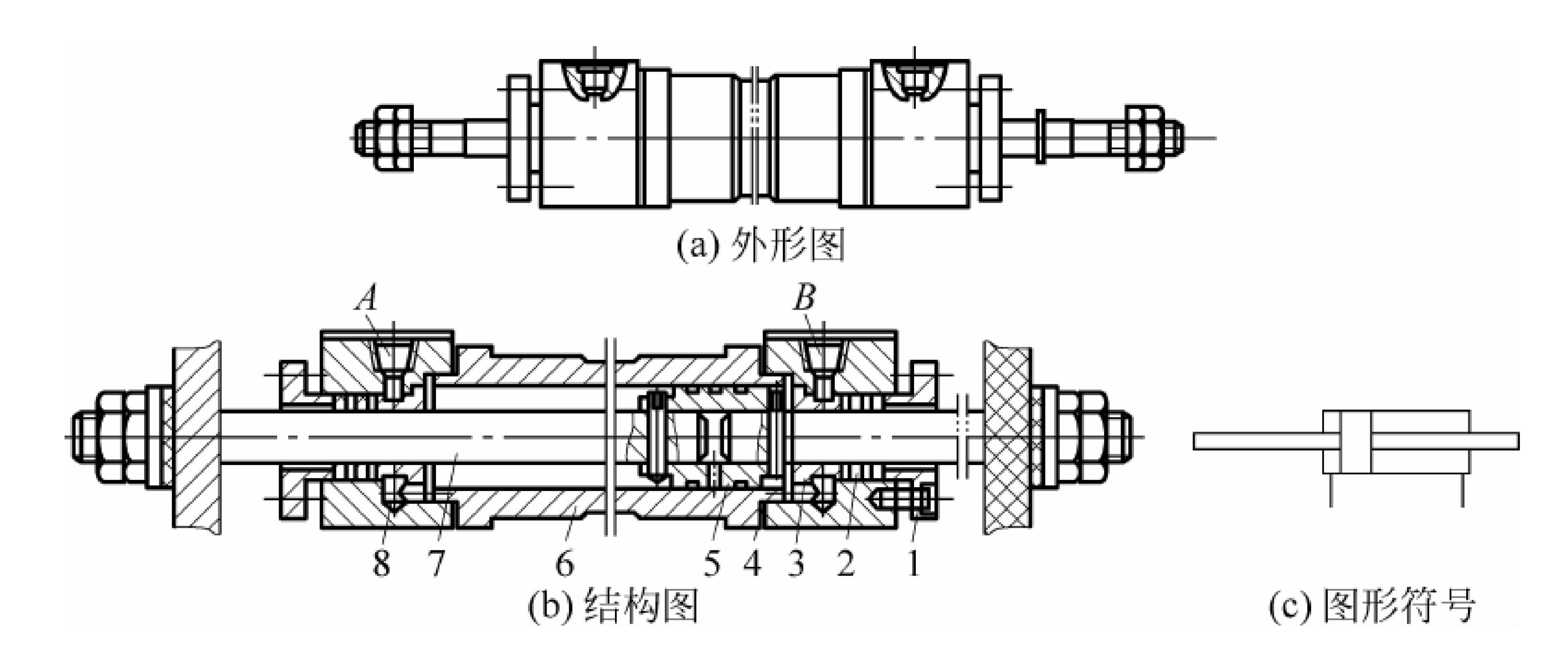


图 13-13 双杆活塞缸

1—法兰盘；2—密封圈；3—导向套；4—密封垫；5—活塞；6—缸体；7—活塞杆；8—缸盖

表 13-2 双杆活塞缸的工作原理和应用特点

固定方式	图 示	工 作 原 理	应 用 特 点
缸体固定	v_2 F_2 v_1 F_1 L L L	活塞通过活塞杆带动工作台移动。压力油从缸左腔进入时，活塞推动工作台向右运动，右腔内的油排出；而当压力油从缸右腔进入时，活塞推动工作台向左运动，左腔内的油排出	工作台运动范围为活塞缸有效行程 L 的 3 倍。 适用于有效行程较短的中小型设备
活塞杆固定	v_2 F_2 v_1 F_1 L L	缸体与工作台相连。此结构的活塞杆是空心的，压力油从左端活塞杆孔进入缸左腔时，推动缸体并带动工作台向左运动，右腔内的油经右端活塞杆孔排出；而当压力油从右端活塞杆孔进入缸右腔时，推动缸体并带动工作台向右运动，左腔内的油经左端活塞杆孔排出	工作台运动范围为活塞缸有效行程 L 的 2 倍。 适用于有效行程较长的大中型设备

13.3.2 单杆活塞缸

单杆活塞缸的活塞只有一端带活塞杆，如图 13-14(a)、(b)所示，图中 A、B 分别为压力油的进、出口。图 13-14(c)所示为单杆活塞缸的运动范围，图 13-14(d)所示为单杆活塞缸的图形符号。

由于单杆活塞缸左、右两腔的有效面积不等，因此其特点是：当交替进入缸两腔的液体压力 p 和流量 Q 不变时，活塞缸在左、右两个方向上输出的推力 F 不相等($F_1>F_2$)，往复运动速度 v 也不相等($v_1<v_2$)，并且活塞杆直径越大，这种差别也越大。单杆活塞缸的这种特点常用于实现机床的工作进给和快速退回，以缩短空回行程时间，提高生产效率。

单杆液压缸也有缸体固定和活塞杆固定两种形式，但它们的工作台移动范围都是活塞缸有效行程 L 的 2 倍，见图 13-14(c)。

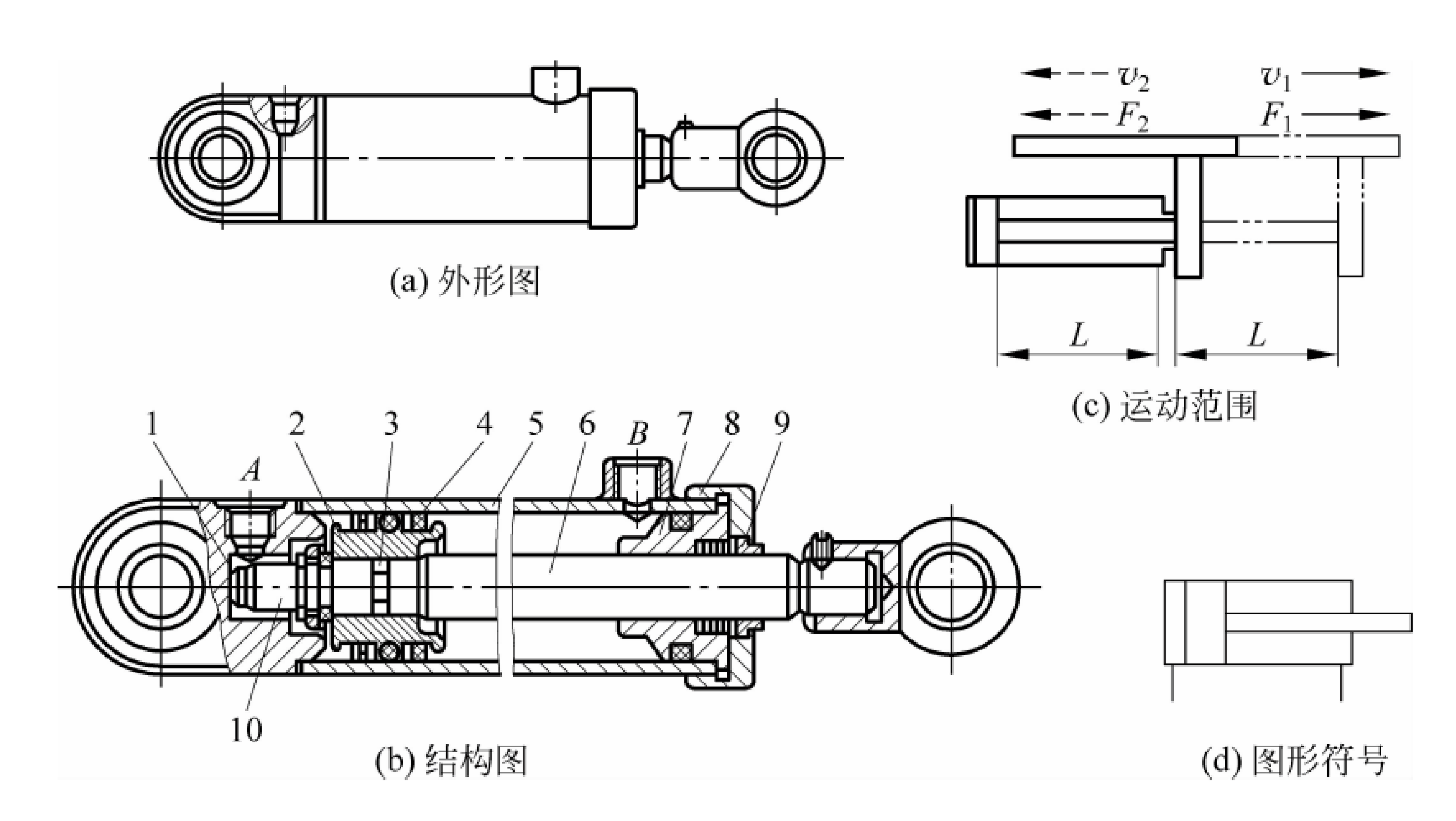


图 13-14　单杆活塞缸

1—缸底；2—活塞；3—O 形密封圈；4—Y 形密封圈；5—缸体；
6—活塞杆；7—导向套；8—缸盖；9—防尘圈；10—缓冲柱塞

单杆液压缸可作差动连接。使压力油同时进入液压缸的左、右两腔（见图 13-15），由于活塞两端的有效面积不等，作用于活塞两端的液压作用力也不等（$F_1 > F_2$），存在推力差 $F_3 = F_1 - F_2$。在此推力差的作用下，活塞向有杆腔方向（右）运动，获得差动速度 v_3，且 v_3 大于非差动连接时的速度 v_1，因而可以获得快速运动。由于从液压缸有杆腔排出的油液 Q' 进入无杆腔，无杆腔得到的总流量为 $Q+Q'$。又因为 $Q' = A_2 v_3$，而 $Q+Q' = A_1 v_3$，所以 $A_1 v_3 = Q+Q' = Q+A_2 v_3$，有 $v_3 = \dfrac{Q}{A_1 - A_2} = \dfrac{Q}{A_3}$。由此可见，差动连接时的活塞的运动速度 v_3 与活塞杆的截面积 A_3 成反比，即

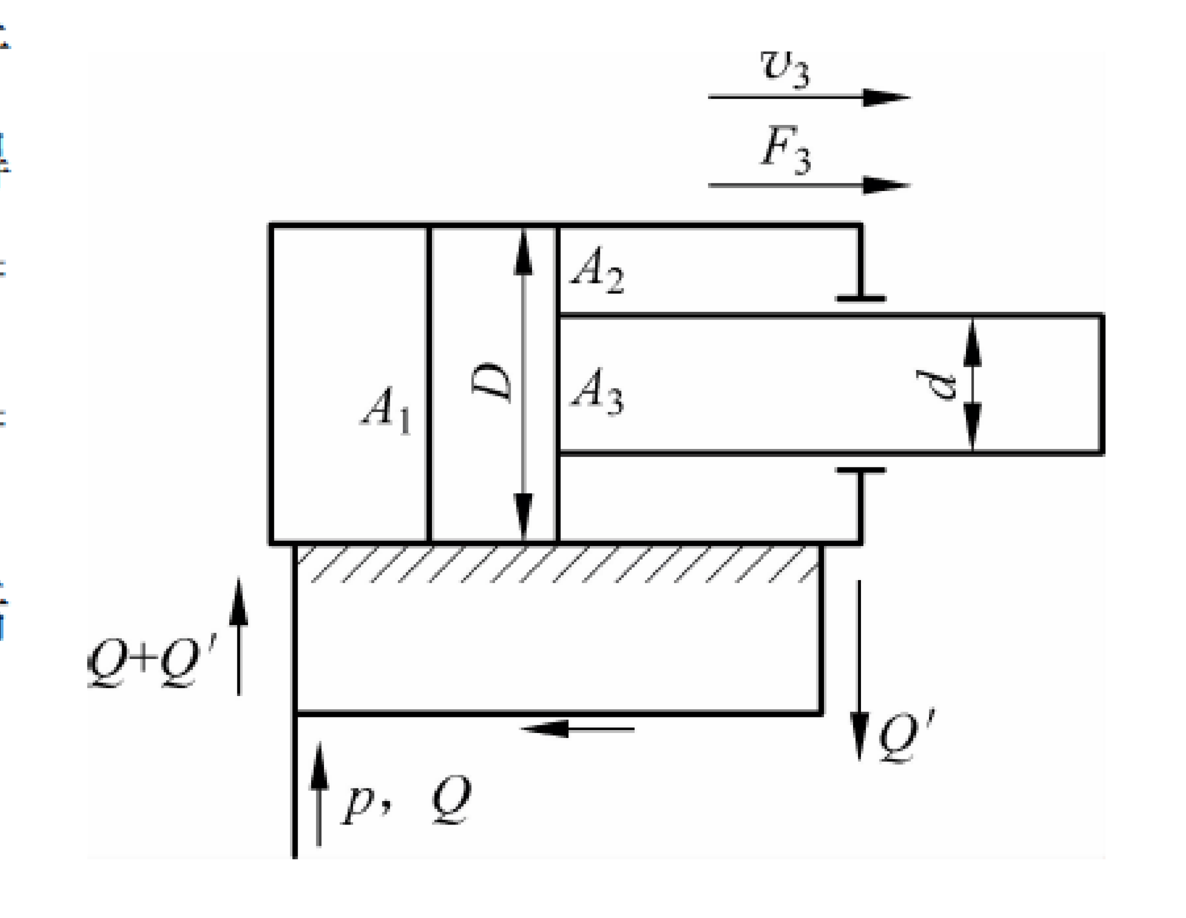


图 13-15　差动液压缸

$$v_3 = Q/A_3$$

式中：v_3——活塞的差动速度，m/s；
Q——输入液压缸的流量，m^3/s；
A_3——活塞杆的面积，m^2。

13.3.3　液压缸的密封和缓冲

1. 液压缸的密封

液压缸密封的目的是为了尽量减少液压油的泄漏，阻止有害杂质侵入系统。常用的密封有间隙密封和密封圈密封两种，具体见表 13-3。

2. 液压缸的缓冲

液压缸通常设有缓冲装置。这是为了防止活塞运动到行程末端时，由于惯性力的作用与缸盖发生撞击，从而引起振动和噪声，甚至损坏液压缸。缓冲装置一般是在缸体内设置缓冲结构，也可在缸体外设置缓冲回路，以确保活塞在行程末端的平稳过渡，使系统正常工作。

表 13-3 液压缸的密封

种类	图示	结构及特点	应用
间隙密封	1—缸体；2—活塞	依靠相对运动的配合表面之间的微小间隙来防止泄漏。活塞上开有若干个环形小槽，以减少活塞运动时的摩擦并增强密封效果。 结构简单，运动摩擦小，润滑性能好；但密封性能差，对加工精度要求较高	密封效果与间隙大小、间隙前后压力差大小、配合表面长度及加工精度状况有关。 适用于尺寸较小、压力较低及运动速度较高的活塞的密封
密封圈密封	1,4—缸盖；2—活塞；3—缸体； *a*—动密封；*b*—静密封	密封圈一般由耐油、耐压橡胶制成，通过受压后的弹性变形来实现密封	密封圈是标准件，使用方便，密封可靠。 可用于动密封或静密封，能在各种压力下工作，应用极为普遍
	常用密封圈：O形密封圈；Y形密封圈；V形密封圈（支承环、密封环、压环）		

图 13-16 所示为常用的缓冲结构，它由活塞凸台 1 和缸盖凹槽 2 构成。当活塞运动接近行程末端时，凸台将凹槽内液体的回流通道关小，被封在凹槽内的油液被压缩，只能从小缝隙挤出，从而产生较大的阻力，对活塞形成制动效果，达到缓冲的目的。

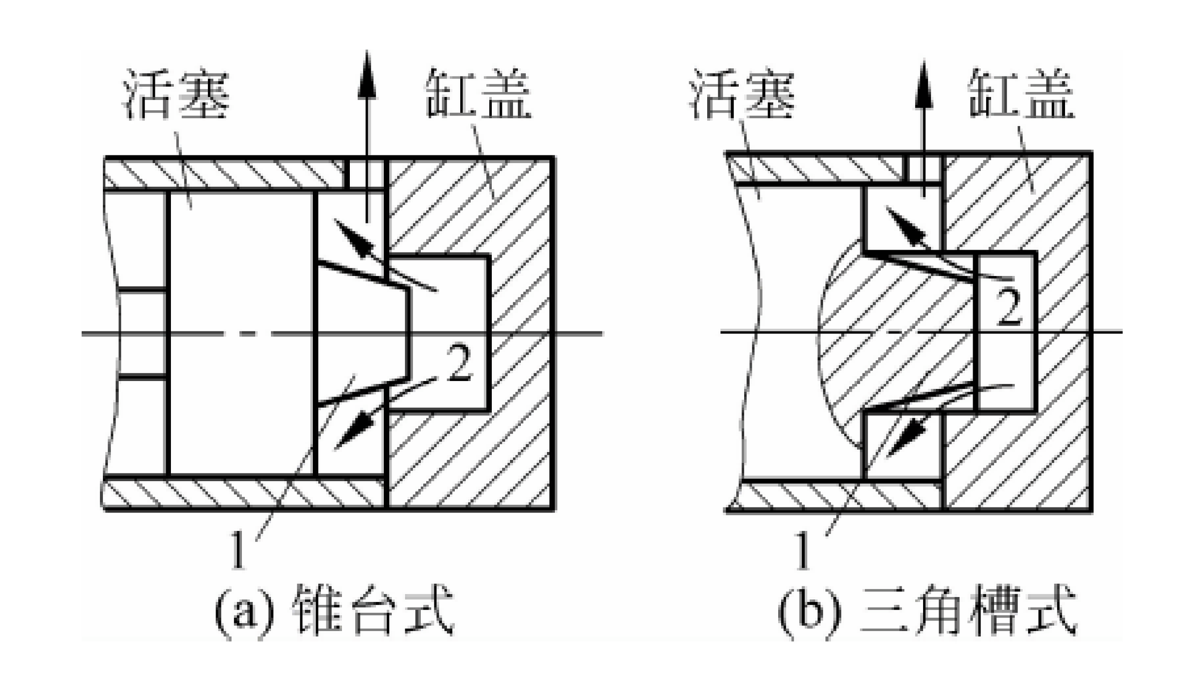


图 13-16 缓冲结构

1—活塞凸台；2—缸盖凹槽

13.3.4 液压缸的排气装置

液压系统在安装过程中会带入空气，并且油液中也会混有空气。由于气体有很大的可

压缩性，使液压缸的运动出现振动、爬行和前冲等现象，影响系统的正常工作。因此在设计时，一般是利用空气较轻的特点，在液压缸的最高处设置进出油口，以便把气体带走。对于运动平稳性要求较高的液压缸，常在液压缸的最高处设置专门的排气装置，如排气塞、排气阀等。

图 13-17 所示为常用的排气塞结构。液压缸需要排气时，拧松排气塞螺钉，使活塞全行程空载往返数次，空气便通过锥面间隙经排气小孔排出。排气完毕，再拧紧排气螺钉，使液压缸进入正常工作状态。

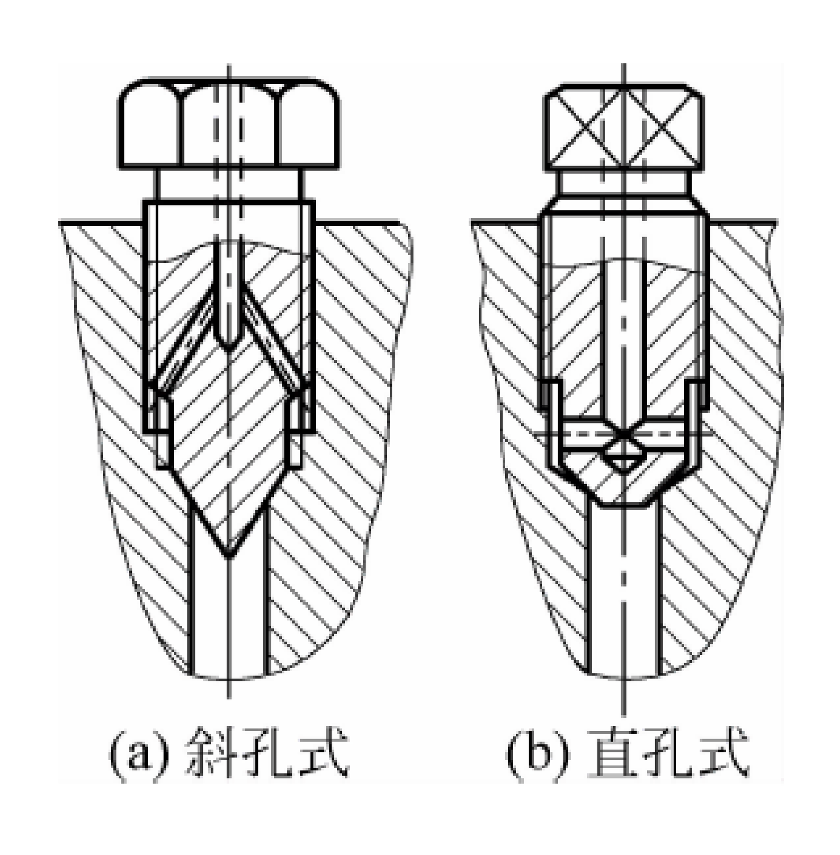


图 13-17　排气塞结构

13.4　液压控制阀

控制阀是液压系统的控制元件，用以控制和调节系统中液体的压力、流量和流动方向，以保证液压系统的设计要求。

控制阀根据其功能不同，一般分为方向控制阀、压力控制阀和流量控制阀 3 大类。

13.4.1　方向控制阀

系统中用以控制液体流动方向或液体通断的阀，称为方向控制阀，其中包括单向阀和换向阀。

1. 单向阀

图 13-18 所示为普通单向阀的结构原理。它们都是由阀体 1，阀芯 2 和弹簧 3 组成。液体由 *A* 口流入时，液压力克服弹簧的弹力，顶开阀芯，从 *B* 口流出。液体反向流动时，阀芯在弹簧力和液压力的作用下压紧在阀口上，封住通道，液体不能反向流动。这种阀使液体只能沿一个方向流动，所以称为单向阀，也称为止回阀。弹簧 3 主要用于阀芯的复位，为了减小液体流过时的压力损失，单向阀中的弹簧一般较软。单向阀的图形符号如图 13-18(c)所示。

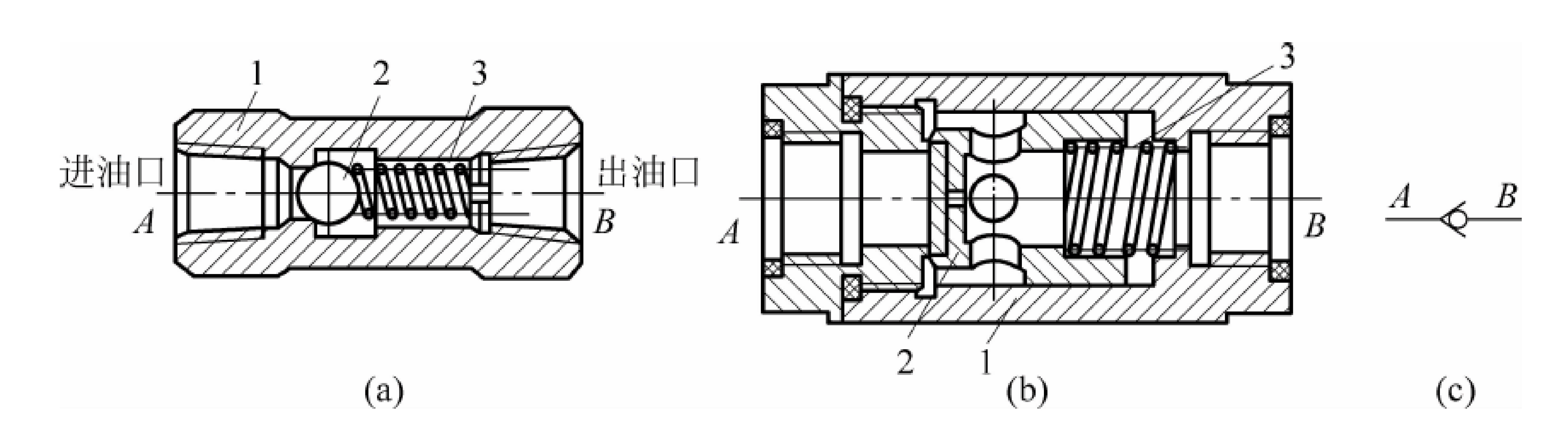


图 13-18　单向阀结构原理

1—阀体；2—阀芯；3—弹簧

除普通单向阀外，常用的单向型控制阀还有液控单向阀(见表 13-4)。

2. 换向阀

换向阀的作用是改变液体的流动方向，接通或关闭通路，以达到控制执行元件运动方向或启动、停止的目的。

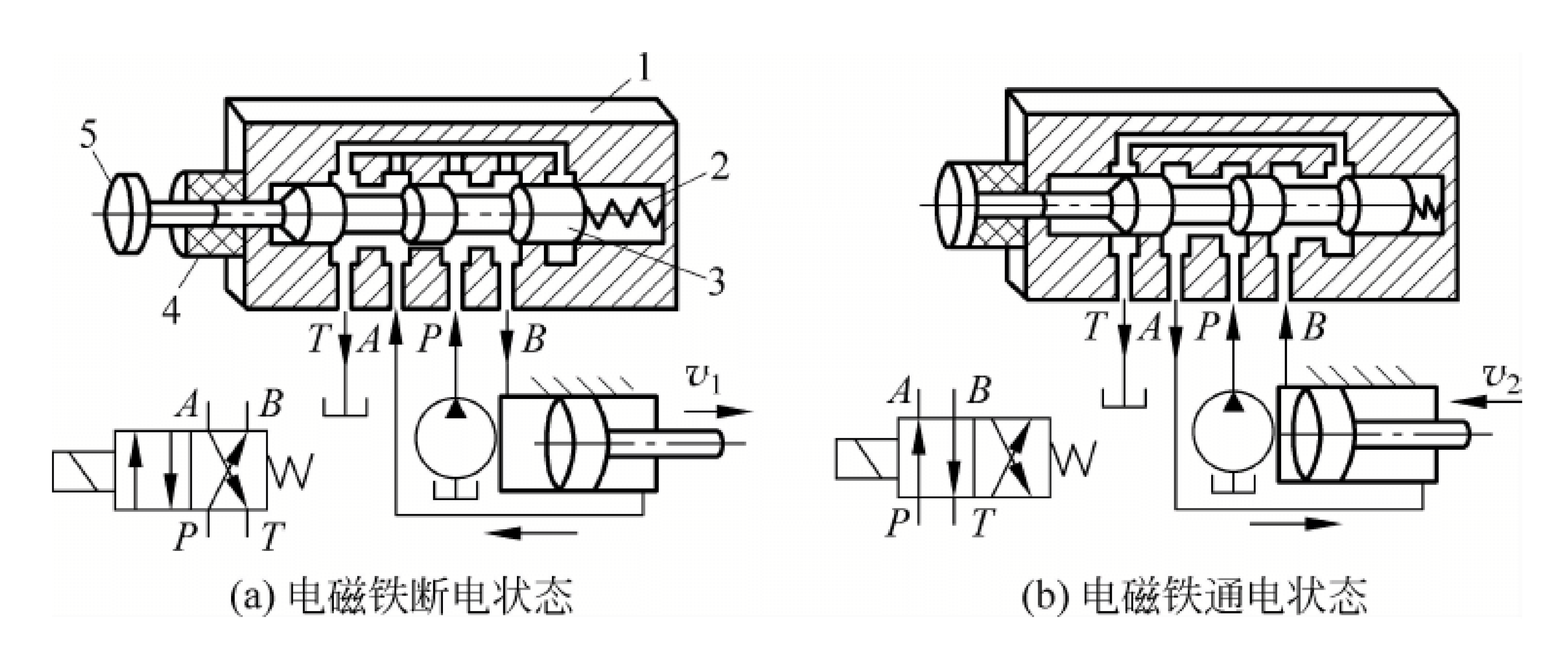
表 13-4 液控单向阀

类型	结 构 图	图形符号	工 作 原 理
液控单向阀	1 2 3 4 5 K L A B 1—活塞；2—活塞杆；3—阀芯；4—阀体；5—弹簧	P_2 P_1 K	阀体上有控制口 K、泄油口 L、进油口 A 和出油口 B。当控制口 K 不通控制压力油时，其功能与普通单向阀相同，主通道的压力油只能从 A 口进入，从 B 口流出，不能反向流动；当控制口 K 接通控制压力油时，活塞 1 左侧受压力油作用而右移，活塞杆 2 将阀芯 3 顶开，连通 A、B 两油口，主通道的油液可以双向流动

换向阀按结构不同，一般分为滑阀式和转阀式两种。在液压系统的实际应用中，滑阀式换向阀远比转阀式换向阀用得广泛，本章所述的换向阀均为滑阀式换向阀。

(1) 换向阀的结构和工作原理

如图 13-19 所示，二位四通电磁换向阀由阀体 1，复位弹簧 2，阀芯 3，电磁铁 4 和衔铁 5 组成。阀芯能在阀体孔内自由滑动，阀芯和阀体孔都开有若干段环形槽，阀体孔内的每段环形槽都有孔道与外部相应阀口相通。



(a) 电磁铁断电状态　(b) 电磁铁通电状态

图 13-19 电磁换向阀的结构原理图

1—阀体；2—复位弹簧；3—阀芯；4—电磁铁；5—衔铁

图 13-19(a)所示为电磁铁断电状态，换向阀在复位弹簧作用下处于常态位，通口 P、B 和通口 A、T 分别相通，液压泵输出的压力油经通口 P、B 进入活塞缸的左腔，推动活塞以速度 v_1 向右移动；缸右腔内的油液经另外两通口 A、T 流回油箱。当电磁铁通电时，如图 13-19(b)所示，衔铁被吸合并将阀芯推至右端，换向阀左位接入系统，液压泵输出的压力油经换向阀通口 P、A 进入活塞缸右腔，推动活塞以速度 v_2 向左移动；缸左腔内的油液经通口 B、T 流回油箱。

总而言之，换向阀的工作原理是通过改变阀芯在阀体中的位置，使阀体上各通口的连通方式发生变化，进而控制液体的通断和流向。

(2) 换向阀的分类及图形符号

换向阀的类型较多，其结构、控制方式和图形符号各不相同。如图 13-20 所示为三位四通电磁换向阀。

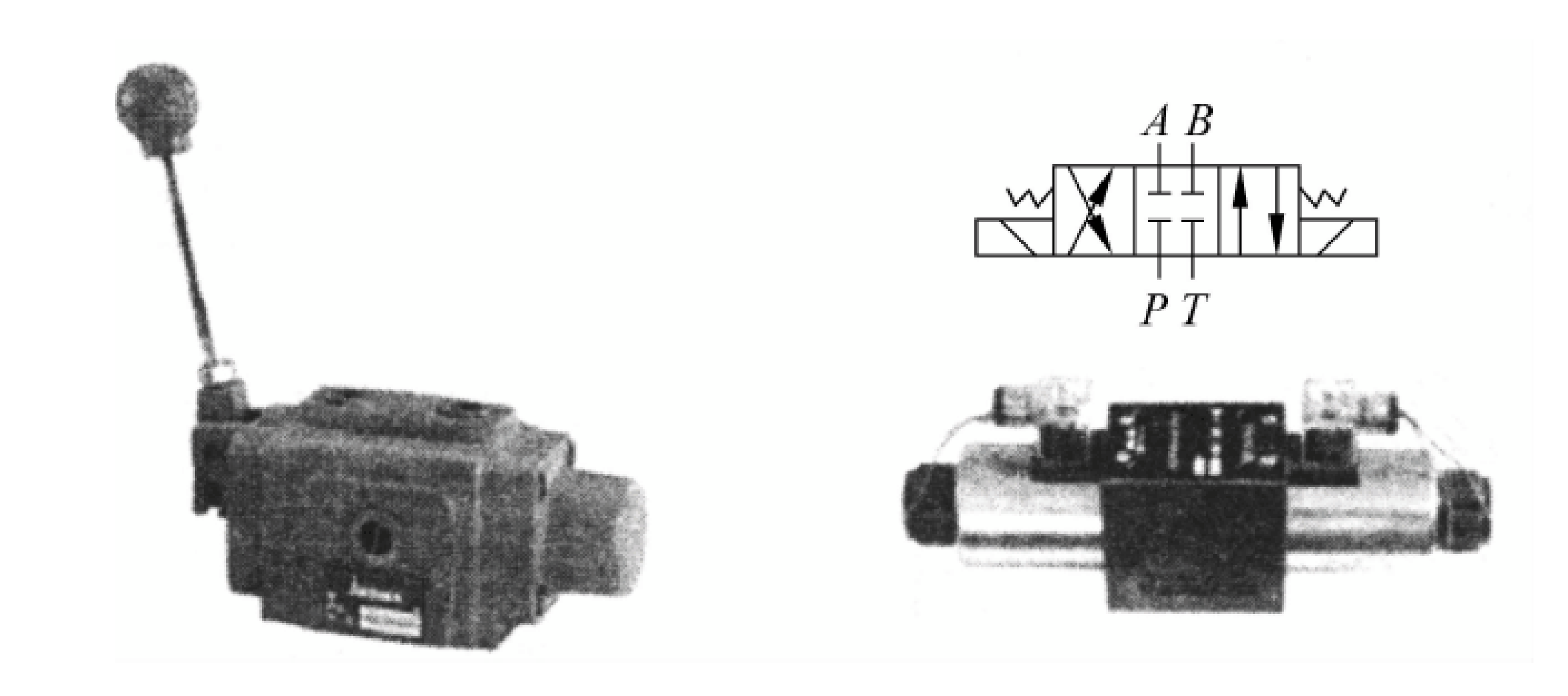


图 13-20　三位四通电磁换向阀

换向阀按其阀芯工作位置数目不同，分二位、三位或多位换向阀；按其阀体上的通口数，分二通、三通、四通或多通换向阀；按控制阀芯移动的方式，分手动、机动、液动、气动、电动、电液动和电气动等。换向阀位、通的表达方式见表 13-5，换向阀阀口标志见表 13-6，常用控制方式的图形符号示例见表 13-7，换向阀图形符号示例见表 13-8。

表 13-5　换向阀位、通的表达方式

项目	图例			说明
位	位	二位	三位	位——阀芯的切换位置数，用方格表示
	（图）	（图）	（图）	
位与通	二位二通	二位三通	二位四通	通——阀的通路口数，即箭头或封闭符号“⊥”与方格的交点数。 绘有外接口（格外短竖线）的方格表示阀的常态位
	（图）	（图）	（图）	
	二位五通	三位四通	三位五通	
	（图）	（图）	（图）	

表 13-6　换向阀阀口标志

阀口标识	压力液体进口	液压回油口	气动排气口		连执行元件工作口
			1 个口	2 个口	
	P	*T*	*R*	*R*，*S*	*A*，*B*

表 13-7　常用控制方式的图形符号示例

手动式控制	顶杆式控制	滚轮式控制	单作用电磁铁式控制	液压式控制
（图）	（图）	（图）	（图）	（图）

换向阀的图形符号中，箭头表示液体流动通路，封闭符号“⊥”表示该通路不通。

在液压系统图中，换向阀的图形符号与系统的连接一般应画在常态位上。

表 13-8　换向阀图形符号示例

名称	二位三通手动换向阀	二位三通电磁换向阀	三位四通液动换向阀	二位三通滚轮换向阀
图形符号				

对于电磁换向阀图形符号，不论哪端电磁铁通电，则靠近它的换向阀工位接入系统工作；若三位电磁换向阀两端的电磁铁都不通电，则其中间工位接入系统工作。

(3) 三位换向阀的中位机能

对于三位阀，当阀芯处于中位时，阀体上各通口可以设计成不同的连通方式。把换向阀阀芯处于中间位置时各通口的连通方式称为中位机能。中位机能不同，阀的中位对系统的控制性能就不同。三位四通换向阀常用的中位机能见表 13-9。

表 13-9　三位四通换向阀常用的中位机能

类型	结构简图	图形符号	机能特点
O 形			液压缸闭锁，液压泵不卸荷。启动平稳，制动时有冲击，换向位置精度高
H 形			活塞呈浮动状态，液压泵卸荷。启动时有冲击，制动较 O 形阀平稳，换向位置变动大
Y 形			活塞呈浮动状态，液压泵不卸荷。启动时有冲击，制动性能介于 O 形阀与 H 形阀之间
P 形			压力油口与液压缸两腔相通，回油口封闭，液压泵不卸荷，可组成差动连接。启动、制动和换向平稳性较好
M 形			液压缸闭锁，液压泵卸荷。启动平稳，制动时有冲击，换向位置精度高

13.4.2　压力控制阀

在液压系统中，用来控制液体压力高低或利用压力变化实现某种动作的控制阀称为压

力控制阀，简称压力阀。压力阀的种类很多，按其用途不同分为溢流阀、减压阀、顺序阀和压力继电器等。它们一般都是利用液体压力与弹簧力相平衡这一基本原理进行工作的。

1．溢流阀

溢流阀是液压系统中必不可少的控制元件，其作用主要有两方面：一是起溢流和保持系统（或回路）压力稳定的作用；二是防止系统过载，起限压保护作用（又称安全阀）。

溢流阀按工作原理不同分直动式和先导式两种。

（1）直动式溢流阀

图 13-21 所示为直动式溢流阀，由阀体 1，阀芯 2（阀芯可以为锥形、球形或圆柱形），调压弹簧 3，调压螺钉 4 组成。压力油进口 P 与系统相连，油液溢出口 T 通油箱。P 口中来自系统的压力油压力不高时，由于阀芯受调压弹簧作用将阀口堵住，油液不能溢出；当进油口压力升高超过溢流阀的调定压力时，液压力将阀芯向上推起，压力油进入阀口后经 T 口流回油箱，使进口处的压力不再升高。溢流阀工作时，阀芯随着系统压力的变化而上下移动，以此维持系统压力基本稳定，并对系统起安全保护作用。旋动调压螺钉可调节调压弹簧的预紧力，以改变溢流阀的调定压力。图 13-21(c)所示为直动式液压溢流阀的图形符号。

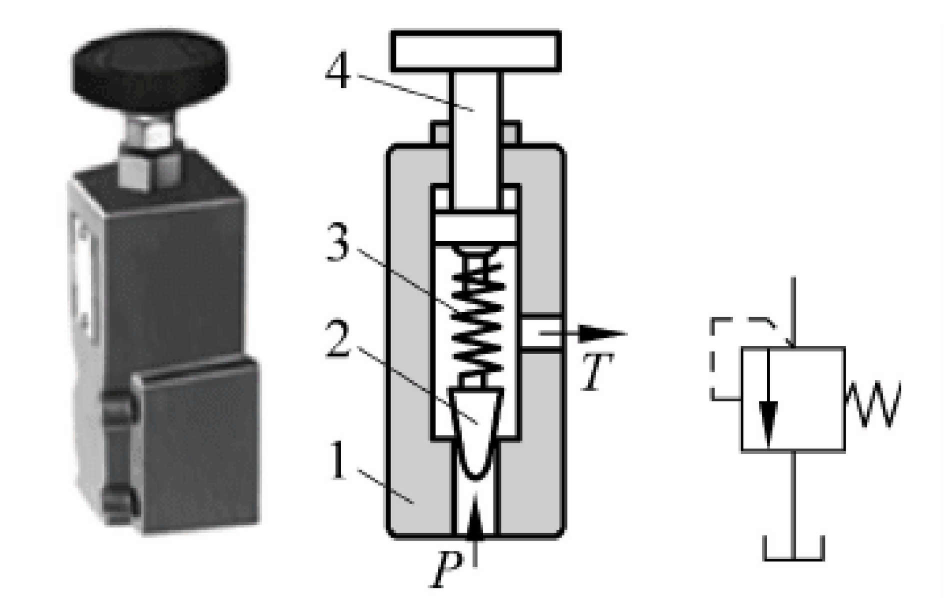


图 13-21　直动式溢流阀

1—阀体；2—阀芯；3—弹簧；4—调压螺钉

直动式溢流阀的特点是结构简单，制造容易，但它是利用油液压力直接与弹簧力相平衡工作的，若系统所需油液压力较高，要求弹簧就较硬。当溢流量大时，阀口开度就大，弹簧的压缩量随之增加，使阀所控制的压力波动幅度较大。因此，该阀只适用于低压、流量不大的系统。

（2）先导式溢流阀

图 13-22 所示为先导式溢流阀，该阀分为主阀 Ⅰ 和先导阀 Ⅱ 两部分（见图 13-22(a)）。先导阀的阀芯是锥阀，用于控制压力；主阀阀芯是滑阀，用于控制流量。结构中通口 P 为压力油进口，通口 T 为油液溢出口，通口 K 为远程控制口，孔 b 为阻尼孔。图 13-22(b)所示为先导式液压溢流阀的图形符号。

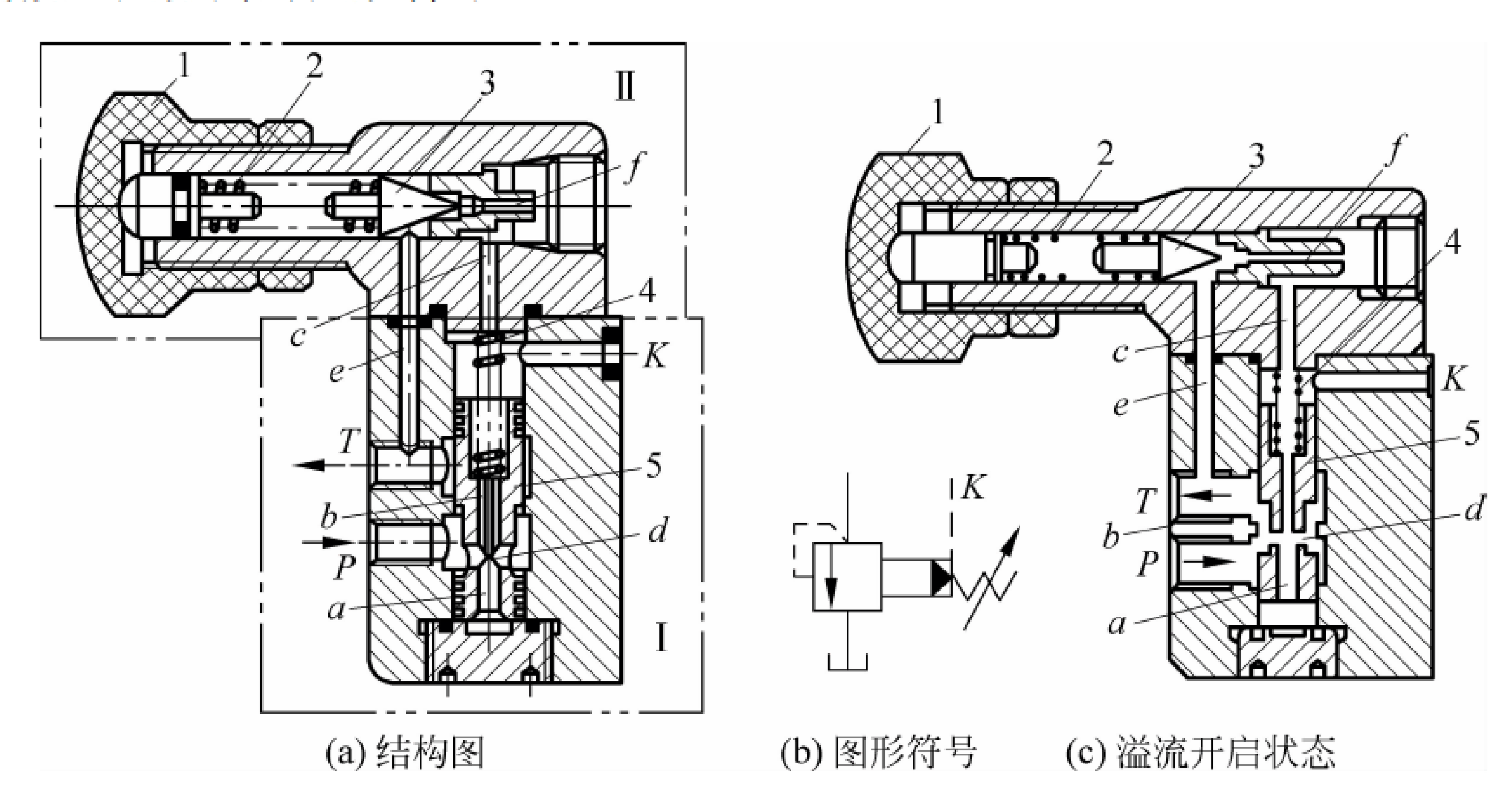


图 13-22　先导式液压溢流阀工作原理

1—调压螺帽；2—调压弹簧；3—锥阀；4—主阀弹簧；5—主阀芯

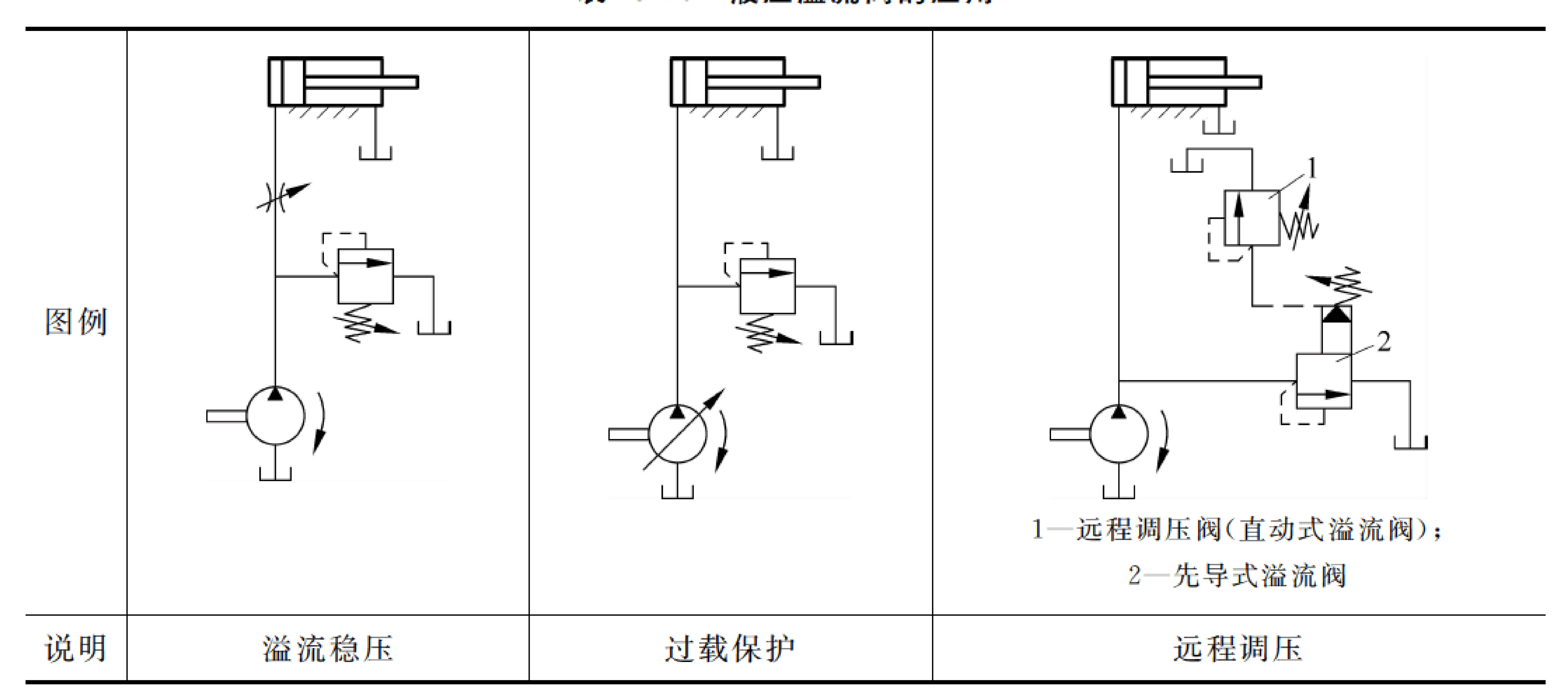
先导式溢流阀工作时，来自系统的压力油进入 P 口后，经主阀芯上的径向孔 d 和阻尼孔 b、轴心孔 a 分别流入主阀芯的上、下腔。进入上腔的压力油经通孔 c 到达先导阀右腔，再经通孔 f 作用在锥阀上。在先导阀未打开时，锥阀封闭住阀口，阀腔中没有油液流动，作用在主阀芯上、下两个方向的液压力相等，主阀芯在主阀弹簧 4 的作用下处于最下端位置，主阀闭合，没有油液溢出。当进油压力增大到使先导阀打开时（见图 13-22(c)），压力油通过主阀芯上的阻尼孔 b→通孔 c，f→先导阀口→通孔 e→溢流口 T→流回油箱。由于油液流过阻尼孔时有压力降，使主阀芯上腔的油液压力小于下腔的油液压力。当此压差足以使主阀芯上移时，主阀口打开，连通 P、T 口实现溢流，使系统压力不超过设定压力并维持压力基本稳定。旋动调压螺帽，调节调压弹簧 2 的预紧力，可改变溢流阀的调定压力。

先导式液压溢流阀的溢流压力（即调定压力）通过调节先导部分的调压弹簧 2 来控制，而主阀弹簧 4 起主阀芯复位和压力平衡作用。因此主阀弹簧可做得很软，即使溢流量较大而引起弹簧压缩量增大时，仍能保持较好的恒压性能。

与直动式液压溢流阀相比，先导式液压溢流阀具有压力稳定性好，灵敏度高，溢流量大等优点，广泛应用于中压液压系统中。

（3）液压溢流阀的应用

液压溢流阀的应用见表 13-10。


表 13-10 液压溢流阀的应用

图例			1—远程调压阀（直动式溢流阀）；2—先导式溢流阀
说明	溢流稳压	过载保护	远程调压

2. 减压阀

减压阀在系统中起减压作用，它能使系统中的某部分或某分支获得比动力源的供油压力低的稳定压力。

减压阀分直动式和先导式两种。液压系统中多用先导式减压阀。

图 13-23(a)所示为先导式液压减压阀的原理图。该阀分主阀和先导阀两部分，它们分别由主阀芯 1，主阀体 2，主阀弹簧 3 和锥阀（先导阀芯）4，先导阀体 5，调压弹簧 6，调压螺帽 7 等组成。结构中 f 为减压缝隙，b 为阻尼孔，A 为进油口，B 为出油口，L 为泄油口。

压力为 p_1 的高压油液由 A 口进入主阀，经减压缝隙 f 后，压力降至 p_2 的低压油液从 B 口流出，送往执行元件。同时，出口处的部分低压油液经主阀芯 1 的轴心孔 a 和阻尼孔 b 分

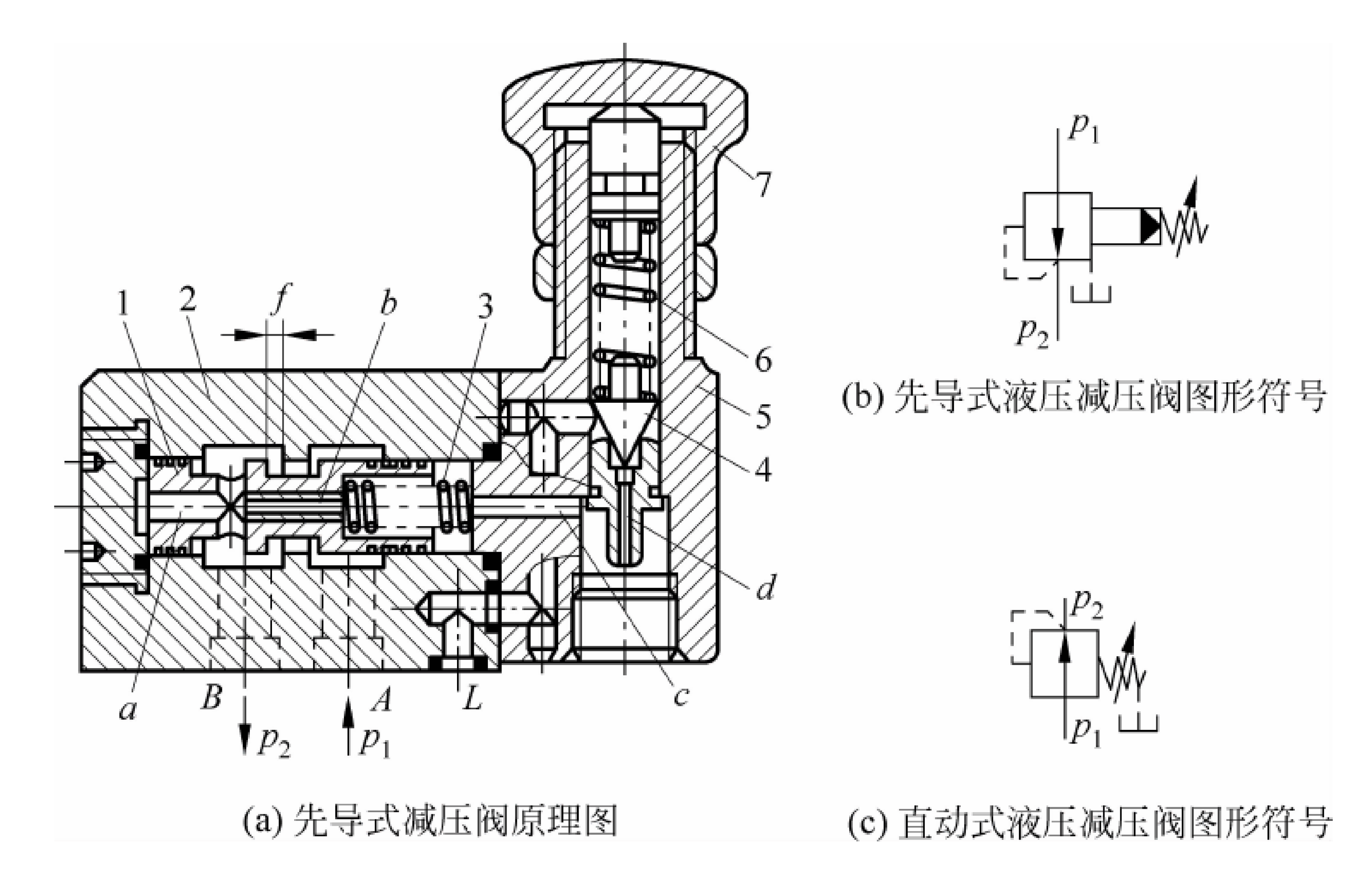


图 13-23　液压减压阀

1—主阀芯；2—主阀体；3—主阀弹簧；4—锥阀；5—先导阀体；6—调压弹簧；7—调压螺帽

别进入主阀芯的左、右两腔。进入主阀芯右腔的低压油液再经过通孔 c,d 作用在锥阀 4 上并与调压弹簧 6 相平衡,以此控制出口压力的稳定。

在出口压力较低未达到先导阀的调定值时,作用于锥阀上的液压力小于调压弹簧的弹力,先导阀口关闭,阻尼孔 b 内的油液不流动,主阀芯左、右两腔的压力相等。主阀芯被主阀弹簧 3 推至最左端,减压缝隙开至最大,进、出口的油液压力基本相等,减压阀处于非调节状态。

当出口压力升高超过先导阀的调定值时,作用在锥阀上的液压力大于调压弹簧的弹力,锥阀被顶开,主阀右腔的油液经通孔 c,d→先导阀口→泄油口 L→流回油箱；此时阻尼孔 b 中有油液流过,其两端产生压力降,使主阀芯左腔中的压力大于右腔中的压力。当此压力差足以克服摩擦力以及主阀弹簧的弹力而推动主阀芯右移时,减压缝隙 f 减小,液阻增大,油液流过缝隙的压力损失也增大,从而使出口压力降低,直到出口压力恢复为调定压力。减压阀出口压力的大小,可通过调压弹簧 6 进行调节。先导式液压减压阀的图形符号如图 13-23(b)所示,直动式液压减压阀的图形符号如图 13-23(c)所示。

3. 顺序阀

顺序阀是利用系统内压力的变化对执行元件的动作顺序进行自动控制的阀。在顺序阀进口处的液体压力未达到阀的调定压力时,其出口没有液体流出；当进口压力达到调定压力时,阀口开启,将所在通道自动接通,使各执行元件按规定的顺序动作。按结构和工作原理不同,顺序阀分为直动式和先导式两类,一般多使用直动式顺序阀。

图 13-24 所示为液压顺序阀,其中图(a)为直动式液压顺序阀结构图,图(d)为先导式液压顺序阀结构图,图(b)、(c)分别为它们的图形符号,图示结构中,A 为进油口,B 为出油口,L 为泄油口。

直动式、先导式液压顺序阀与直动式、先导式液压溢流阀的结构大体相似,工作原理也基本相同,其主要区别在于溢流阀的出油口接油箱,而顺序阀的出油口与压力油路相通,以驱动阀后的执行元件,因此顺序阀的泄油口需单独接油箱。此外,为了使执行元件准确地实

(b) 直动式顺序阀图形符号

(c) 先导式顺序阀图形符号

(a) 直动式顺序阀

(d) 先导式顺序阀

图 13-24 顺序阀

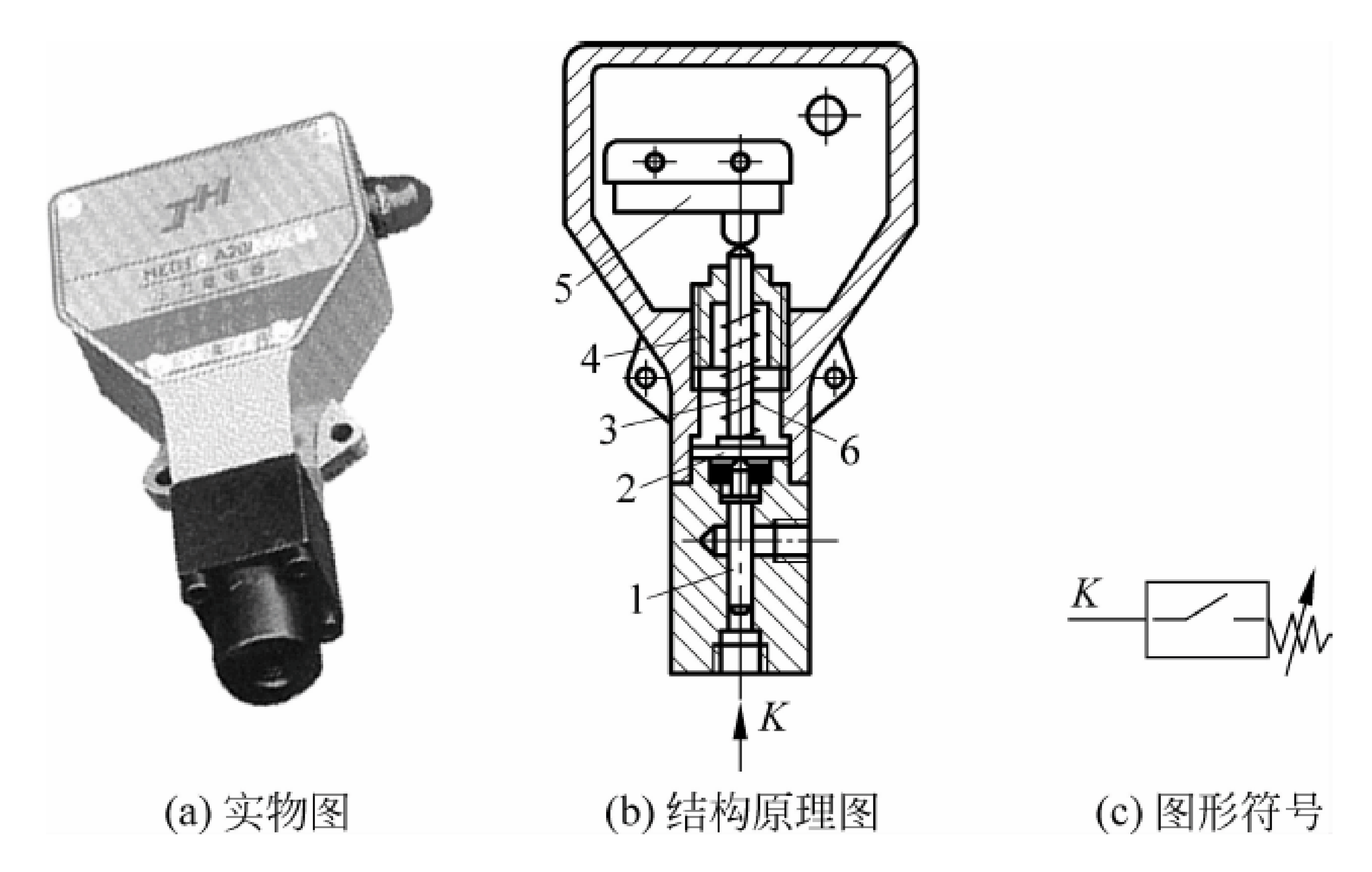
现顺序动作，顺序阀调压弹簧的刚度要小，并且顺序阀开启后，其进油口的油液压力可以继续升高。

4．压力继电器

压力继电器是一种将液压信号转变为电信号的转换元件。当控制液体压力达到调定值时，它能自动接通或断开有关电路，使相应的电气元件（如电磁铁、中间继电器等）动作，以实现系统的预定程序及安全保护。

一般压力继电器都是通过压力和位移的转换使微动开关动作，借以实现其控制功能。常用的压力继电器有柱塞式、膜片式、弹簧管式和波纹管式等结构形式，其中以柱塞式最为常用。

图 13-25 所示为柱塞式压力继电器，其中图(a)为实物图，图(b)为结构原理图，图(c)为压力继电器的图形符号。



(a) 实物图　(b) 结构原理图　(c) 图形符号

图 13-25 柱塞式压力继电器

1—柱塞；2—限位挡块；3—顶杆；4—调节螺杆；5—微动开关；6—调压弹簧

压力继电器下部的控制口 K 与系统相通,当系统压力达到预先调定的压力值时,液压力推动柱塞 1 上移并通过顶杆 3 触动微动开关 5 的触销,使微动开关发出电信号;当控制口 K 处的油液压力下降至小于调定压力时,顶杆在调压弹簧的作用下复位,继而微动开关的触销复位,微动开关发出回复电信号。限位挡块 2 可在系统压力超高时对微动开关起保护作用。

13.4.3　流量控制阀

流量控制阀是靠改变节流口的通流截面积来调节液体流经阀口的流量,以控制执行元件的运动速度、信号传递的快慢或时间的长短等。

常见的节流口形式如图 13-26 所示,其中图(a)为针阀式,图(b)为偏心槽式,图(c)为轴向三角槽式,图(d)为轴向缝隙式,这些节流口是利用阀芯作轴向移动或绕轴线转动来改变阀通流截面积的大小,以调节流量。

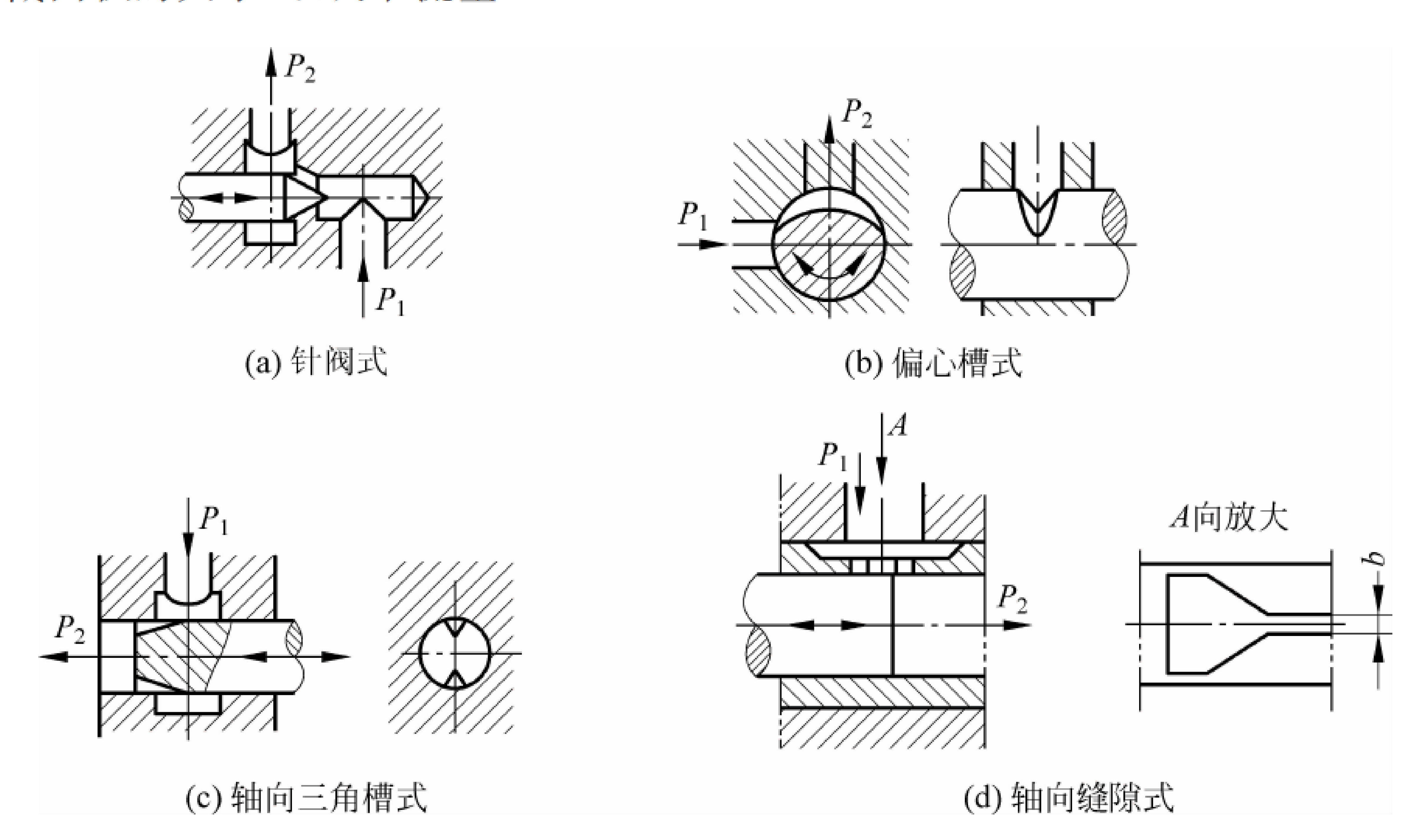


图 13-26　节流口形式

常用的流量控制阀有节流阀和调速阀等。

1. 节流阀

图 13-27(a)所示为节流阀的结构原理图,它由阀芯 1,推杆 2,调节手柄 3 和弹簧 4 等组成。阀体上 A 为进油口,B 为出油口;节流口采用轴向三角槽式结构,其图形符号如图 13-27(b)所示。

节流阀工作时,压力油从进油口 A 进入节流阀,通过孔道 b 和阀芯 1 左端轴向三角槽的缝隙 c 进入 a 腔,然后从出油口 B 流出。转动手柄 3,通过推杆 2 并借助弹簧 4 的作用使阀芯沿轴向移动,以改变节流口通流截面积,实现流量调节。这种节流阀结构简单,制造容易,体积小;但负荷和温度的变化对流量的稳定性影响较大,仅适用于负荷和温度变化不大或对执行元件运动速度稳定性要求不高的液压系统。

2. 调速阀

调速阀是由减压阀和节流阀串联组合而成,这里的减压阀是一种直动式减压阀,称为定

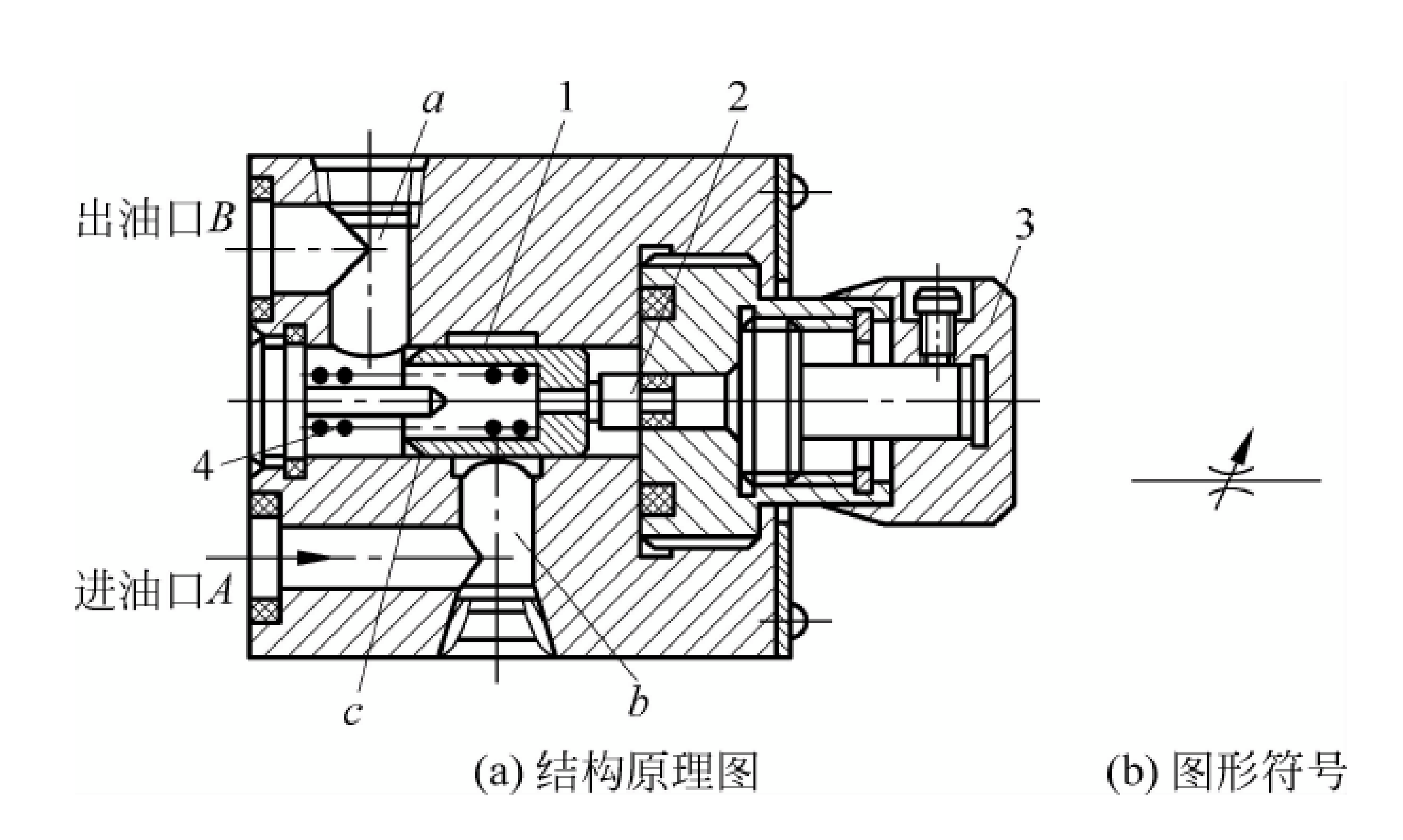


图 13-27 节流阀

1—阀芯；2—推杆；3—调节手柄；4—弹簧

差减压阀。定差减压阀和节流阀串联在油路里可以使节流阀前后的压力差保持不变，从而使通过节流阀的流量也保持不变。因此，执行元件的运动速度就能保持稳定。其图形符号如图 13-28 所示。

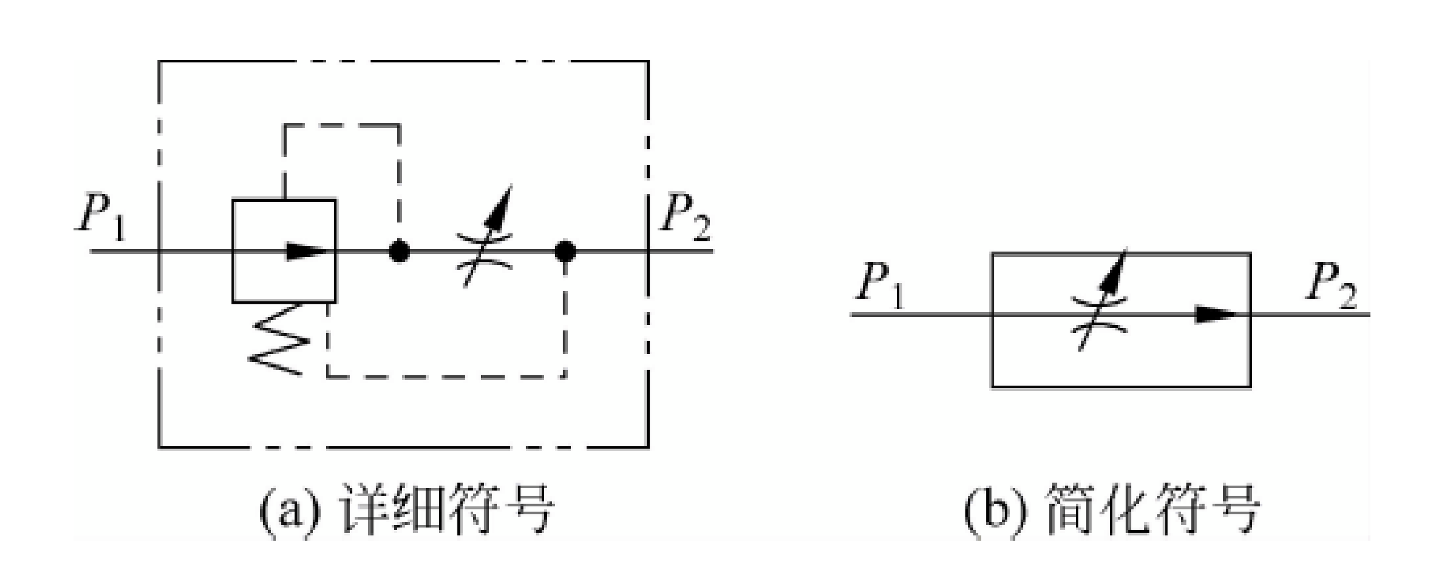


图 13-28 调速阀的图形符号

13.5 辅助装置

在液压系统中，除了动力元件、执行元件和控制元件外，还需有一些必要的辅助装置，以保证系统的正常工作。

液压系统的辅助装置包括油箱、过滤器、压力表及管件等。

1. 油箱

油箱的作用是储存系统工作所需的油液，散发油液因工作而产生的热量，沉淀污物并逸出油中气体。

油箱多为用钢板焊接成长方形或方形的箱体，如图 13-29 所示。箱壁在满足强度和刚度的前提下尽量选用较薄的材料，以利于散热。箱底及箱盖可适当加厚。

设计和选择油箱时，要求油箱必须具有足够的容积，同时结构应尽可能地紧凑。常见的油箱结构形式见图 13-30。

图 13-30 中的隔板 6 用于阻挡沉淀杂质，隔板 8 用于阻挡漂浮的泡沫；此外，油箱中设置隔板能使液压油在吸、回油管间循环流动，利于回油的冷却和逸出气体。

设置空气滤清器 2 是为了使密封的油箱与大气相通，既能过滤空气，其管口又可兼作注油口。



图 13-29　小型液压站

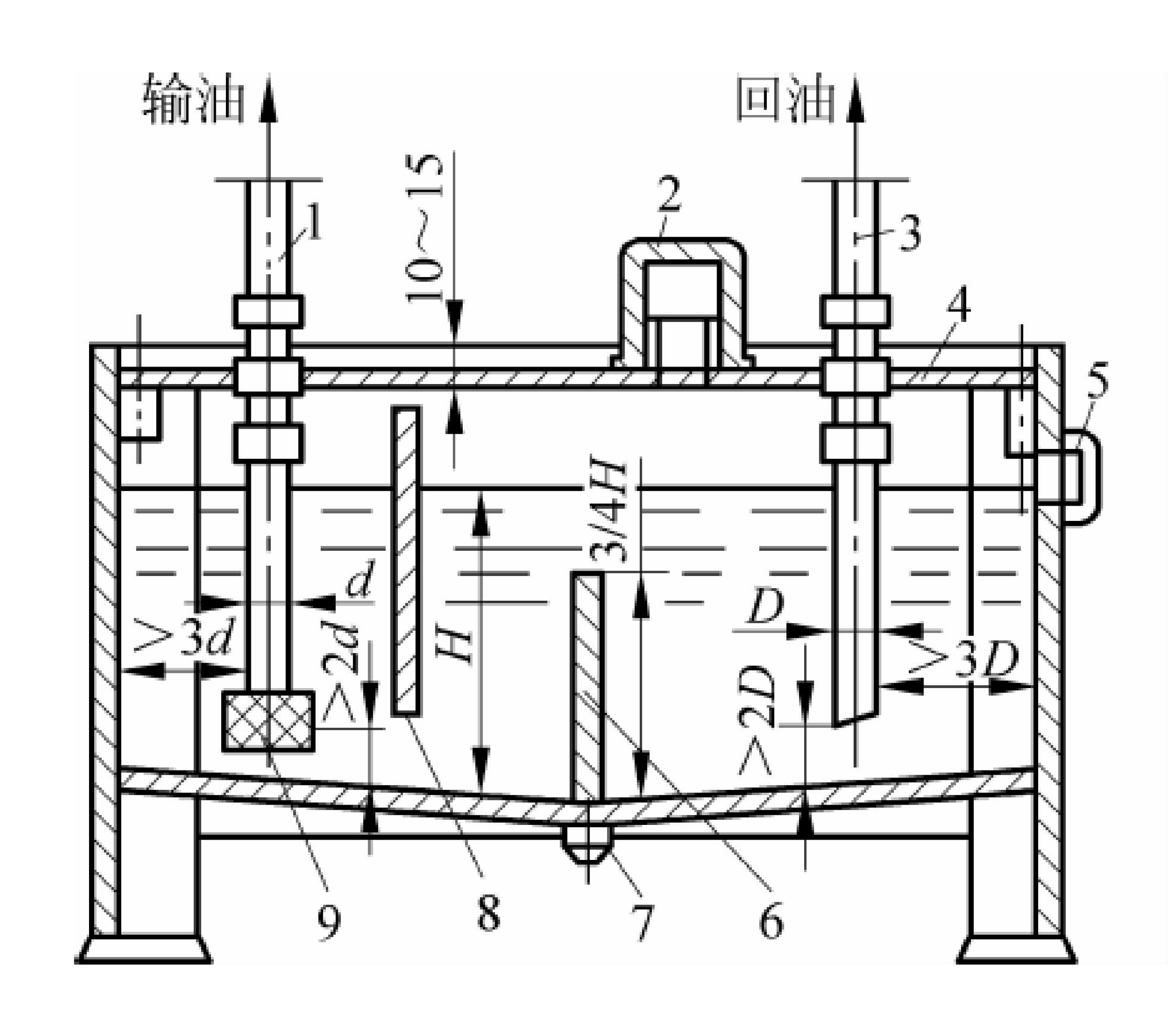


图 13-30　油箱

1—吸油管；2—空气滤清器；3—回油管；4—箱盖；5—油面指示器；6,8—隔板；7—放油器；9—过滤器

油箱底面一般做成斜面，且在最低处设置放油排污口 7。

2. 过滤器

液压系统使用的油液中不可避免地存在有颗粒状的固体杂质，这些杂质会划伤液压元件中的运动结合面，加剧液压元件中运动零件的磨损；也可能堵塞小孔、阀口或卡死运动件，使系统发生故障。因此在系统工作时要用过滤器将油液中的杂质过滤掉，保证系统的正常工作。

过滤器按其工作时所能过滤的颗粒大小不同，分为粗过滤器、精过滤器两大类；按其滤芯的材料和过滤方式不同，分为网式过滤器、线隙式过滤器、纸芯式过滤器和烧结式过滤器等，具体结构、特点和应用见表 13-11。过滤器的图形符号如图 13-31 所示。

图 13-31　过滤器图形符号

表 13-11　常用过滤器的结构、特点和应用

形式	图　示	结构、特点和应用
网式		在周围开有很多孔的塑料或金属筒形骨架上，包着一层或两层铜丝网，其过滤精度取决于铜网层数和网孔的大小。 特点为结构简单，通油能力大，压力损失小，清洗方便，但过滤精度低，一般用于液压泵的吸油管路对液压油进行粗过滤

续表

形式	图　　示	结构、特点和应用
线隙式	线隙滤芯	用铜线密绕在筒形骨架的外部而组成滤芯，依靠线间的微小间隙过滤液压油。滤芯用螺纹紧固在顶盖上。液压油从顶盖进油口进入封闭壳体后，由滤芯外部通过线隙进入滤芯中间，过滤后的液压油再从顶盖另一侧的油口流出。 特点为结构简单，通流能力大，过滤精度比网式滤油器高，但不易清洗，多用于回油过滤
纸芯式	纸质滤芯	纸芯用微孔滤纸制成。且为增加过滤面积，纸芯通常按 W 形折叠。将纸芯围绕在带孔的金属的骨架上，同时可由金属丝网与滤纸一起折叠形成复合层，以增大强度并对纸芯起保护作用。 特点为过滤精度较高，但堵塞后不易清洗，需经常更换滤芯。一般用于精密机床、数控机床等要求过滤精度高的液压系统
烧结式	烧结滤芯	滤芯用金属粉末烧结而成，利用颗粒间的微孔过滤杂质。 特点为滤芯过滤精度高，强度大，性能稳定，抗腐蚀性好，制造简单；但易堵塞，难清洗，适用于要求精过滤的高压、高温液压系统

3. 压力表

压力表用于显示系统中的压力，如图 13-32(a)所示。图 13-32(b)所示为常用的弹簧管式压力表结构原理图，图中“C”形弹簧管 1 的开口端与表下端的进油口相连通，封闭端为自由端。压力油进入弹簧管后，管内压力增大使管产生伸张变形，从而使封闭端向外偏移，通过连杆 4 拉动扇形齿轮 5 作逆时针转动，再由扇形齿轮带动中心小齿轮 6 和指针 2 作顺时针偏转，这样就能从刻度盘 3 上读出相应的压力值。图 13-32(c)所示为压力表的图形符号。

压力有两种表示方法，即绝对压力和相对压力。绝对压力是以绝对真空为基准进行度量的压力，而相对压力是以大气压为基准进行度量的压力。大多数受压元件和测压仪表都受大气压作用，一般来说，仪表显示的压力均为相对压力。

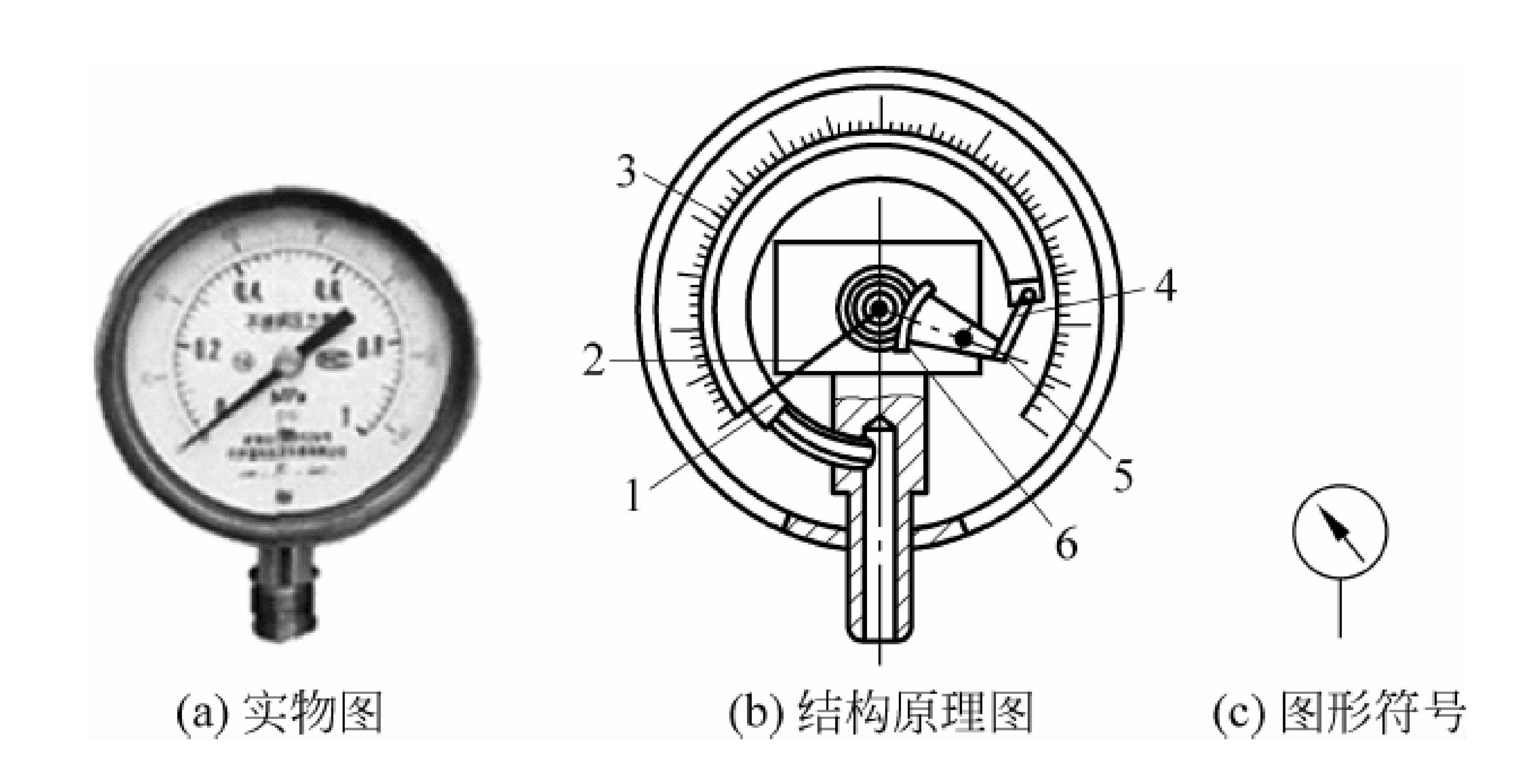


图 13-32　压力表

1—“C”形弹簧管；2—指针；3—刻度盘；4—连杆；5—扇形齿轮；6—小齿轮

4. 油管和管接头

油管是连接液压泵、液压缸及各类液压控制阀的通道。液压系统中使用的油管有钢管、铜管、橡胶管、塑料管和尼龙管等。钢管的强度大，刚度好，液压系统的高压部位应采用钢管；纯铜管装配时易弯曲成各种形状，但承载能力低，且易使油液氧化；橡胶软管适用于有相对运动部件之间的输油连接。

油管之间或油管与其他液压元件之间靠管接头连接，常用的管接头形式见表 13-12。

表 13-12　常用管接头形式

形式	焊　接　式	卡　套　式	薄壁扩口式
图示	油管　球形头	油管　卡套	油管　管套
说明	用于钢管连接。由于油管需与球形头相焊接，故应采用厚壁钢管。 利用球面进行密封，结构简单，连接牢固可靠。 用于压力较高的系统	主要用于钢管连接。 利用卡套的弹性变形夹紧油管进行密封，拆装简便，但对油管的径向尺寸精度要求高。 适用于高压系统	用于铜管、薄壁钢管以及尼龙管或塑料管的连接。 利用管套压紧油管端部的扩口进行密封，结构简单。 多用于低压系统

13.6　液压基本回路

不论如何复杂的液压系统，都是由一些基本回路组成的。所谓基本回路，是指由有关元件组成且有某一特定功能的典型回路。

常用的基本回路按功能不同分为方向控制回路、压力控制回路、速度控制回路和顺序动作控制回路 4 大类。

13.6.1　方向控制回路

方向控制回路是控制执行元件启动、停止或改变运动方向的回路。方向控制回路包括

换向回路和锁紧回路。

1. 换向回路

执行元件的换向，一般可采用各种换向阀来实现。根据执行元件换向的要求不同，可以采用二位四通或五通、三位四通或五通等各种控制类型的换向阀进行换向。电磁换向阀的换向回路应用最为广泛，尤其是在自动化程度较高的组合机床液压系统中被广泛采用。

图 13-33 所示为采用二位四通电磁换向阀，实现双作用单杆缸的换向。电磁铁通电时，换向阀左位工作，压力油进入液压缸左腔，推动活塞杆向右移动；电磁铁断电时，换向阀右位工作，压力油进入液压缸右腔，推动活塞杆向左移动。

图 13-34 所示为采用三位四通手动换向阀，实现双作用单杆缸的换向。

2. 锁紧回路

图 13-35 所示为采用三位四通电磁换向阀 O 形（或 M 形）中位机能进行锁紧的液压回路。换向阀中位接入系统工作时，进、出液压缸的油路被封闭，可将液压缸锁紧。这种锁紧回路由于受滑阀泄漏的影响，锁紧效果较差。

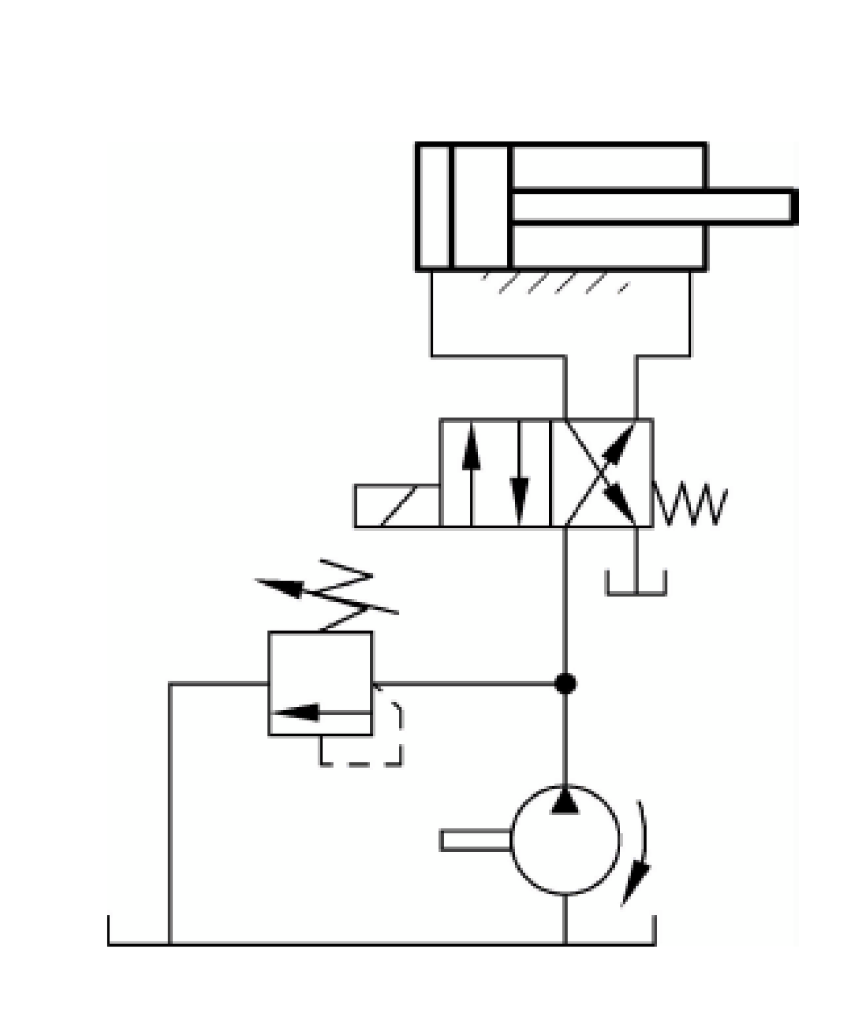


图 13-33 采用二位四通电磁换向阀的换向回路

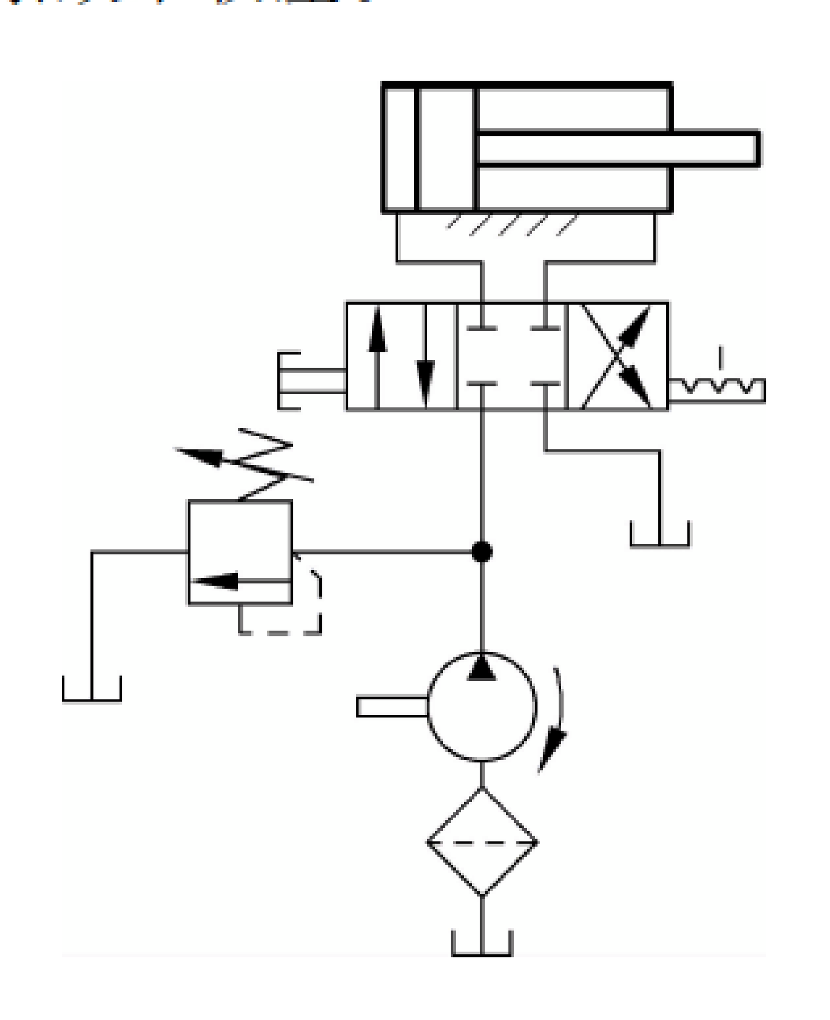


图 13-34 采用三位四通手动换向阀的换向回路

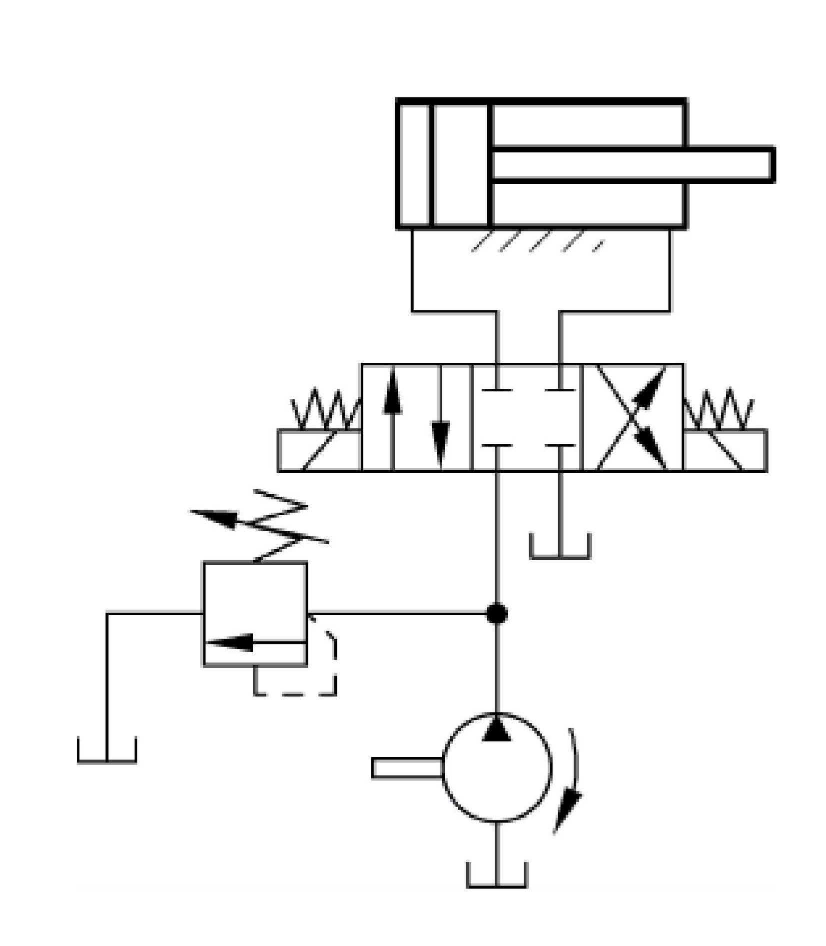


图 13-35 采用 O 形中位机能的三位四通电磁换向阀的锁紧回路

图 13-36 所示为采用液控单向阀的锁紧回路。只要三位四通电磁换向阀两端的电磁铁都断电，中位接入系统，其 4 个通口均通油箱，液控单向阀 1，2 立即闭合，使液压缸锁紧，活塞不能运动。活塞再次启动时，若换向阀左侧电磁铁通电，换向阀左位接入系统，液压泵输出的压力油经单向阀 1 进入液压缸左腔，同时将液控单向阀 2 打开，液压缸右腔的回油经液控单向阀 2 及换向阀流回油箱，实现活塞向右运动；同理，换向阀右位接入系统时，能使活塞向左运动。这种锁紧回路因液控单向阀的密封性好，故锁紧效果较好。

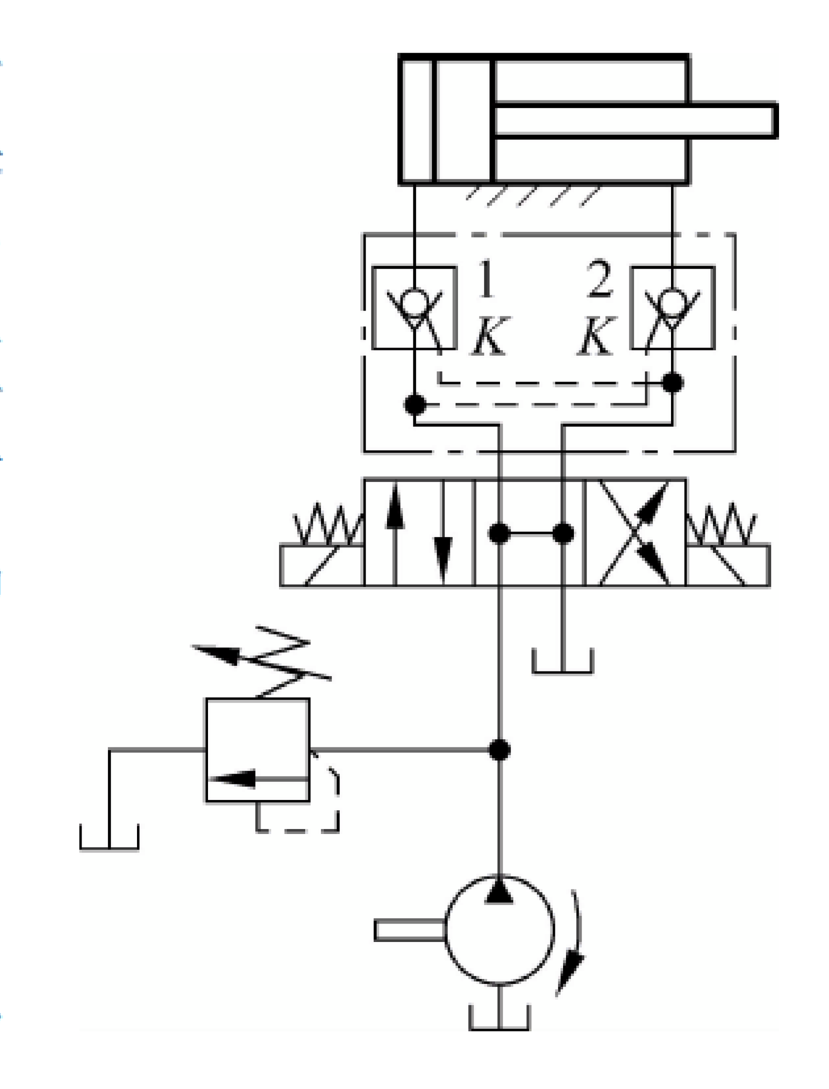


图 13-36 采用液控单向阀的锁紧回路

13.6.2 压力控制回路

利用压力控制阀来调节系统或某一部分压力的回路，称为压力控制回路。压力控制回路可以实现调压、减压、增压及卸荷等功能。

1. 调压回路

很多液压传动机械在工作时，要求系统的压力能够调节，以便与负载相适应，这样才能降低动力损耗，减少系统发热。调压回路的功用是：使液压系统或某一部分的压力保持恒定或不超过某个数值。调压功能主要由溢流阀完成。

图 13-37 所示为采用溢流阀的调压回路。在定量泵系统中，泵的出口处设置并联的溢流阀来控制系统的最高压力。

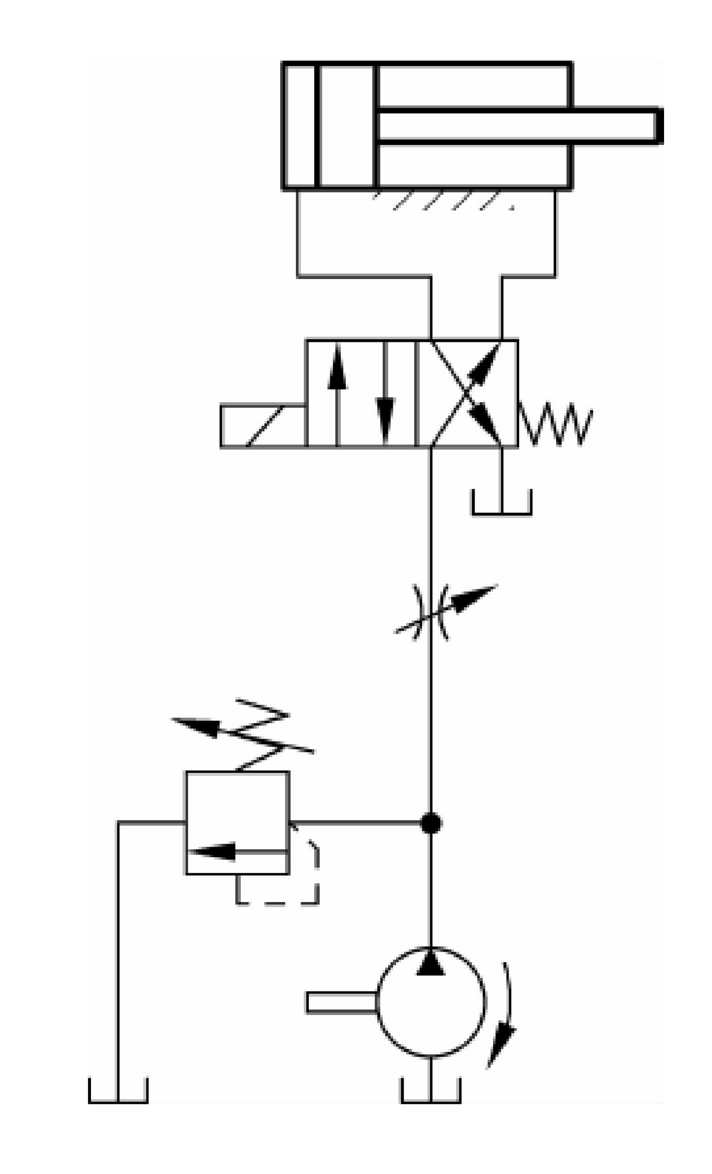


图 13-37　采用溢流阀的调压回路

2. 减压回路

减压回路的功用是：为系统中某一部分油路提供较低的稳定压力的油液。减压功能主要由减压阀实现。

图 13-38 所示为减压回路。经减压阀 2 的油液压力低于主油路压力，单向阀 3 的作用是防止主油路压力降低(低于减压阀 2 的调整压力)时油液倒流，即起短时保压作用。

3. 增压回路

增压回路的功用是：使系统中的局部油路或某个执行元件得到比主系统压力高得多的压力。采用增压回路比选用高压大流量泵要经济实用。

图 13-39 所示为采用增压液压缸的增压回路。增压液压缸由大、小 2 个液压缸组成，大、小 2 个活塞用 1 个活塞杆连接。当系统处于图示位置时，压力为 p_1 的油液进入增压液压缸的大活塞腔，此时在小活塞腔即可得到压力为 p_2 的高压油液，增压的倍数等于增压缸大小活塞的工作面积之比。当二位四通阀右位接入系统时，增压缸的活塞返回，补充油箱中的油液经单向阀进入小活塞腔，这种回路只能间断增压。

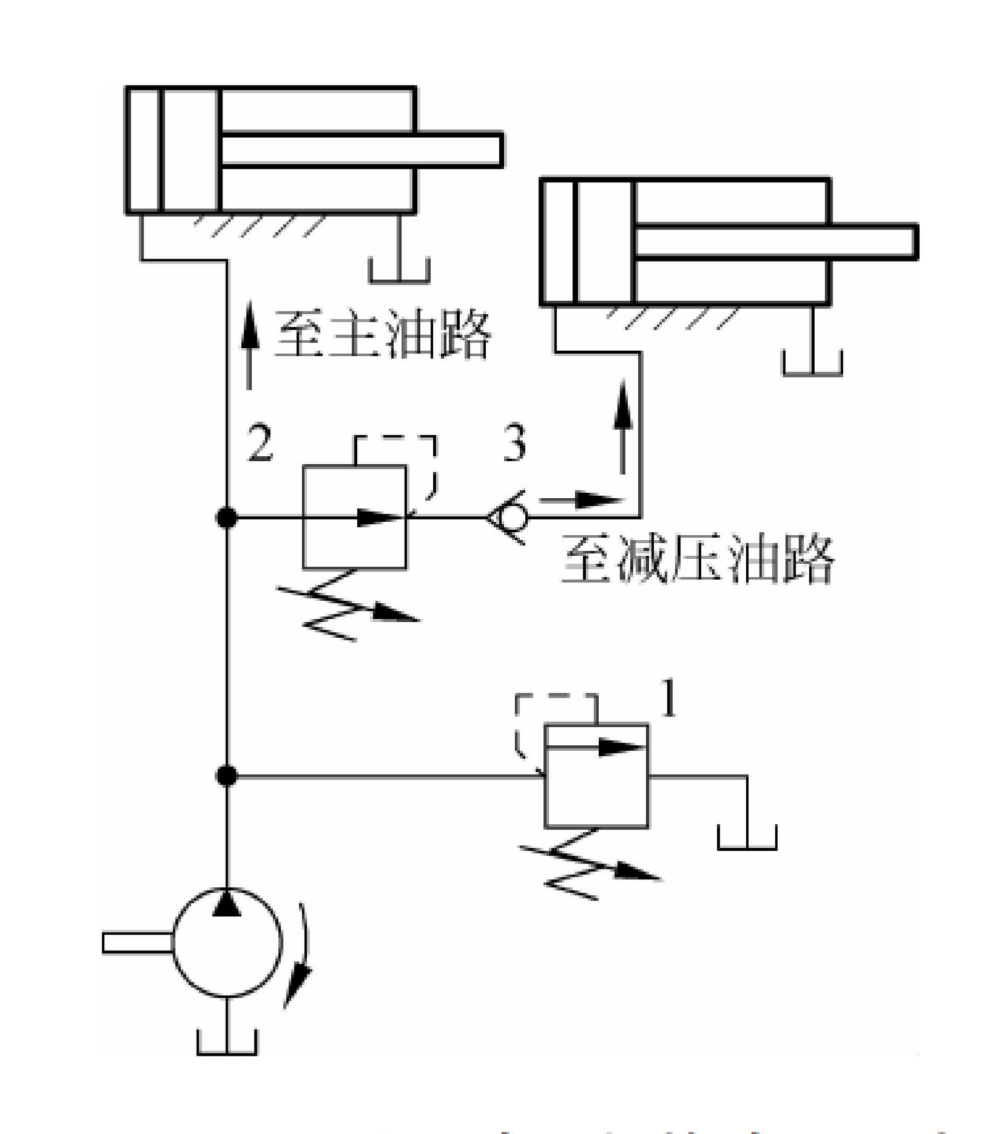


图 13-38　采用减压阀的减压回路

1—溢流阀；2—减压阀；3—单向阀

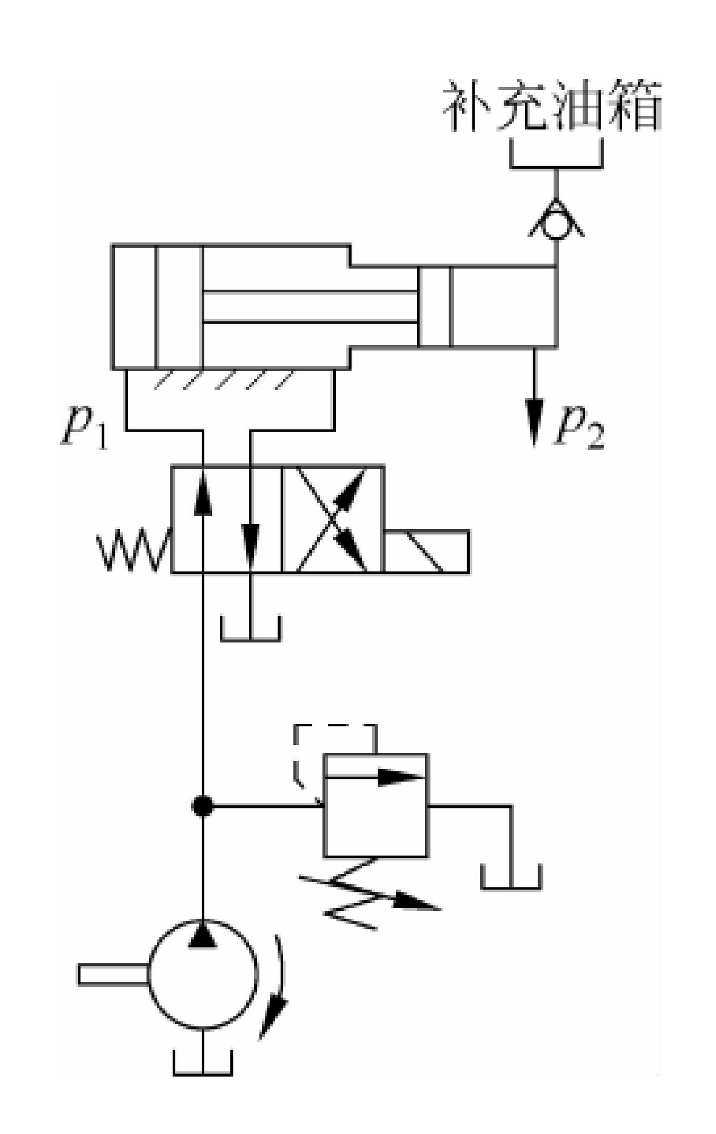


图 13-39　采用增压液压缸的增压回路

4. 卸荷回路

当液压系统中的执行元件停止工作时，应使液压泵卸荷。卸荷回路的功用是：在执行元件停止工作时，不关闭驱动液压泵的电动机，从而避免电动机频繁启闭，让液压泵在接近零压的情况下运转，以减少功率损失和系统发热，延长使用寿命。

图 13-40 所示为采用二位二通换向阀的卸荷回路。

图 13-41 所示为利用三位四通换向阀的 M 形(或 H 形)中位机能卸荷回路。

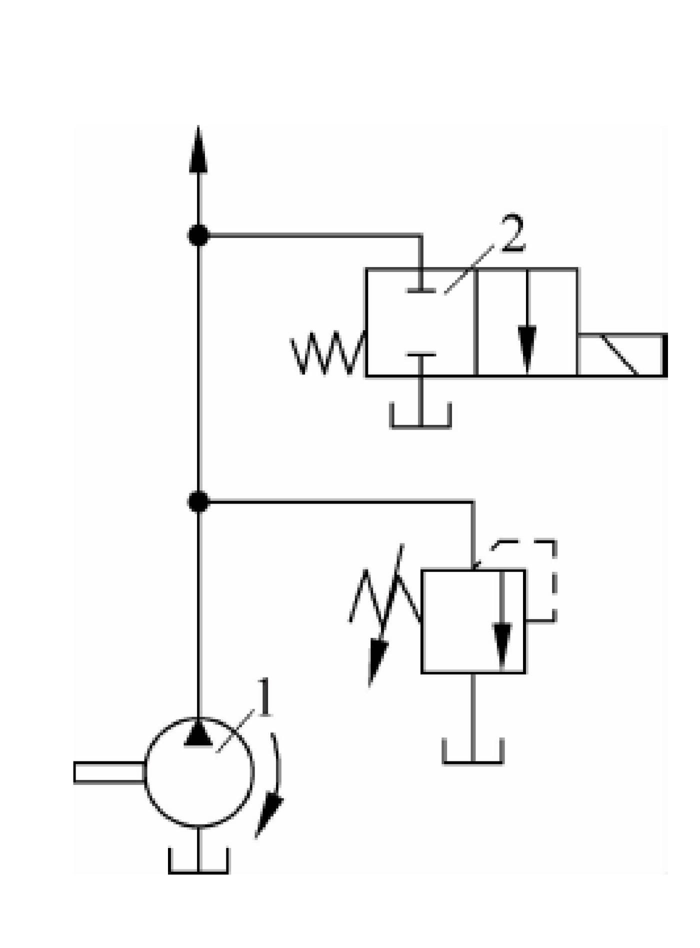


图 13-40 二位二通换向阀构成的卸荷回路

1—液压泵；2—二位二通电磁换向阀

图 13-41 三位四通换向阀构成的卸荷回路

13.6.3 速度控制回路

速度控制回路是用来调节或变换执行元件运动速度的回路,常见的有调速回路和速度换接回路。

1. 调速回路

调速回路的功用是：调节执行元件的工作行程速度。调速方法有定量泵的节流调速、变量泵的容积调速和容积节流调速等 3 种,其常用类型及应用特点见表 13-13。

表 13-13 调速回路的常用类型及应用特点

类型	概念	回 路 图	工作过程	应用特点
进油节流调速回路	将节流阀串联在液压泵与液压缸之间,即构成进油节流调速回路		泵输出的油液一部分经节流阀进入液压缸的工作腔,泵多余的油液经溢流阀流回油箱。由于溢流阀有溢流作用,泵的出口压力 p_B 保持恒定。调节节流阀的通流截面积,即可改变通过节流阀的流量,从而调节液压缸的运动速度	结构简单,使用方便,若回油路不安装背压阀,则不能承受负值负载,运动平稳性差。一般用于功率较小,负载变化不大的液压系统中
回油节流调速回路	将节流阀串联在液压缸与油箱之间,即构成回油节流调速回路		调节节流阀的通流截面积,可以改变从液压缸流回油箱的油液流量,从而调节液压缸的运动速度	广泛用于功率不大,负载变化较大和运动平稳性要求较高的液压系统中

续表

类型	概念	回　路　图	工作过程	应用特点
变量泵的容积调速回路	依靠改变液压泵的流量来调节液压缸的速度的回路		液压泵输出的压力油全部进入液压缸，推动活塞运动。改变液压泵输出油量的大小，从而调节液压缸的运动速度。 溢流阀起安全保护作用。该阀平时不打开，在系统过载时才打开，从而限定系统的最高压力	用于功率较大的液压系统中

2. 速度换接回路

速度换接回路的功用是：变换执行元件的工作行程速度，以满足工作的需要。在自动化加工中，为了节省时间和提高生产率，往往要使工作部件快速到位，然后以一定的速度工作，工作完毕又要使工作部件快速退回。要自动完成这种连续循环工作程序，则可应用速度换接回路。

速度换接回路的常用类型及应用特点见表 13-14。

表 13-14　速度换接回路的常用类型及应用特点

类型	概念	回　路　图	工作过程	应用特点
液压缸差动连接速度换接回路	利用液压缸差动连接获得快速运动的回路		液压缸差动连接时，当相同的油液流量进入液压缸时，其速度提高，图示用一个二位三通电磁换向阀来控制快慢速度的转换	在不增加液压泵输出流量的情况下，提高工作部件运动速度的一种快速回路，其实质是改变了液压缸的有效作用面积。结构简单，用于要求运动速度较快的液压系统中
短接流量阀速度换接回路	采用短接流量阀获得快慢速运动的回路		图示为二位二通电磁换向阀左位工作，回路回油节流，液压缸慢速向左运动。当二位二通电磁换向阀右位工作时（电磁铁通电），流量阀（调速阀）被短接，回油直接流回油箱，速度由慢速转换为快速。二位四通电磁换向阀可用于实现液压缸运动方向的转换	结构简单，应用广泛，二位二通电磁换向阀和二位四通电磁换向阀的相互配合，可以实现快速进给—工作进给—工作退回—快速退回的工作循环

续表

类型	概念	回　路　图	工作过程	应用特点
串联调速阀速度换接回路	采用串联调速阀获得速度换接的回路	至液压缸 B A	图示为二位二通电磁换向阀左位工作，液压泵输出的压力油流经调速阀 A，通过二位二通电磁换向阀进入液压缸，液压缸的工作速度由调速阀 A 调节；当二位二通电磁换向阀右位工作时（电磁铁通电），液压泵输出的压力油通过调速阀 A，必须再经调速阀 B 后进入液压缸，液压缸的工作速度由调速阀 B 调节	调速阀 B 调节的工作进给速度只能比调速阀 A 调节的工作进给速度低，用于二次工作进给速度要求较低的液压系统中
并联调速阀速度换接回路	采用并联调速阀获得速度换接的回路	至液压缸 A B	两工作进给速度分别由调速阀 A 和调速阀 B 调节。速度转换由二位三通电磁换向阀控制	两次进给速度可分别调节，但回路换接时会出现前冲现象，适用场合受到限制

13.6.4　顺序动作控制回路

控制系统中的执行元件动作先后次序的回路称为顺序动作控制回路。在液压传动的机械中，有些执行元件的运动需要按严格的顺序依次实现。例如，液压传动的机床要求先夹紧工件，然后使工作台移动进行切削加工，则可采用顺序动作控制回路来实现。

图 13-42 所示为采用 2 个单向顺序阀的压力控制顺序动作回路。其中阀 Ⅰ 和阀 Ⅱ 是由单向阀与顺序阀构成的组合阀，称为单向顺序阀。系统中有 2 个液压缸，即夹紧缸和钻孔缸。两缸按“夹紧—工作进给—快退—松开”的顺序动作，如图中 1、2、3、4 四个箭头所示，其工作过程如下所述。

（1）动作 1 夹紧（夹紧缸活塞右移）

扳动二位四通手动换向阀手柄，使其左位接入系统。

进油路：液压泵→换向阀 *P* 口→*A* 口→夹紧缸左腔。

回油路：夹紧缸右腔→单向顺序阀 Ⅱ 中单向阀→换向阀 *B* 口→*T* 口→油箱。

在夹紧缸活塞右移过程中，系统压力低于单向顺序阀 Ⅰ 的调定压力，此顺序阀不开启。

（2）动作 2 工作进给（钻孔缸活塞右移）

当夹紧缸活塞右移到达终点，工件被夹紧后，系统压力升高达到单向顺序阀 Ⅰ 的调定压

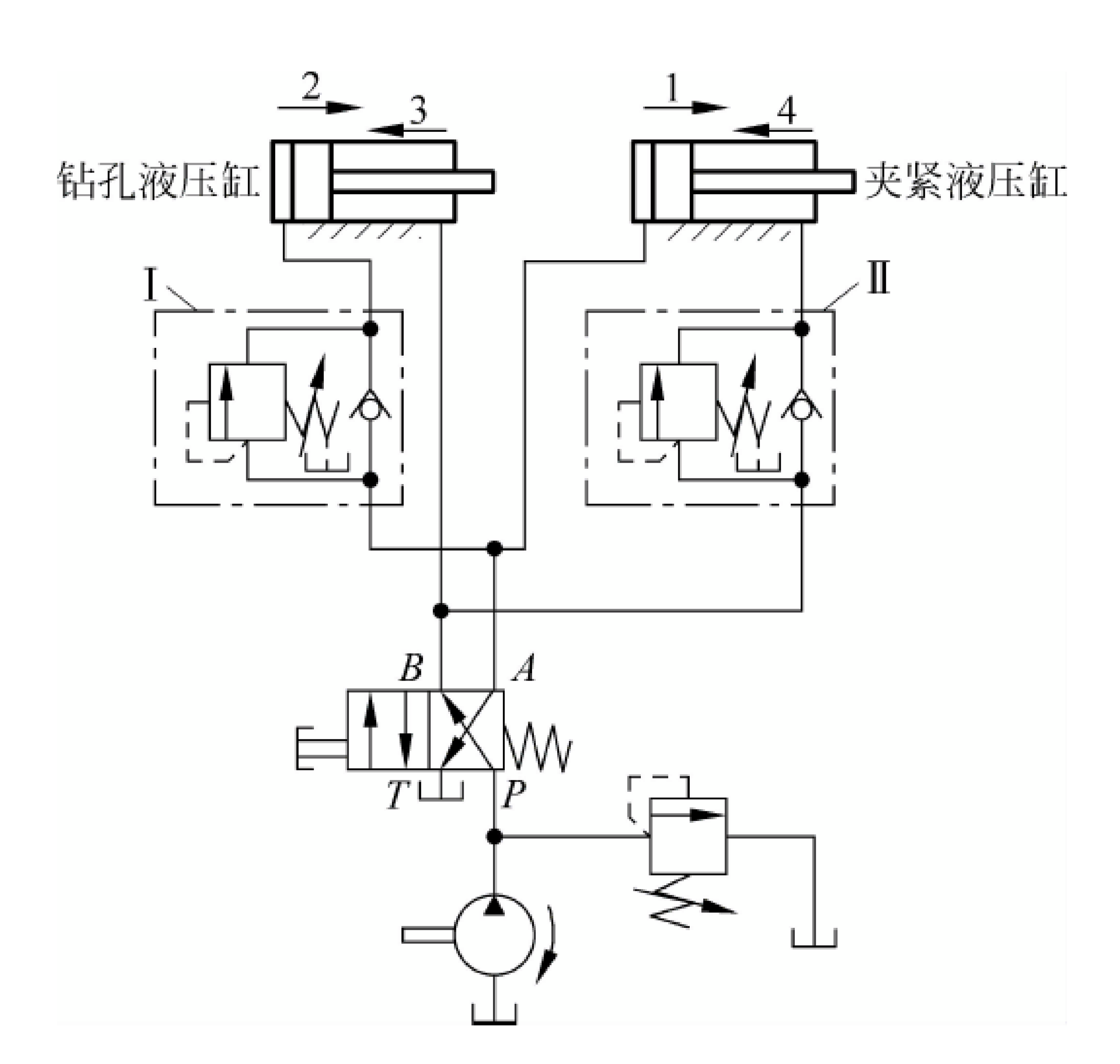


图 13-42　采用 2 个单向顺序阀的顺序动作控制回路

力时，此顺序阀开启（二位四通换向阀仍左位接入系统）。

进油路：液压泵→换向阀 P 口→A 口→单向顺序阀Ⅰ中顺序阀→钻孔缸左腔。

回油路：钻孔缸右腔→换向阀 B 口→T 口→油箱。

（3）动作 3 快退（钻孔缸活塞左移）

钻孔结束后，松开二位四通手动换向阀手柄，使其右位接入系统（图示状态）。

进油路：液压泵→换向阀 P 口→B 口→钻孔缸右腔。

回油路：钻孔缸左腔→单向顺序阀Ⅰ中单向阀→换向阀 A 口→T 口→油箱。

此过程中，系统压力低于单向顺序阀Ⅱ的调定压力，该顺序阀不开启。

（4）动作 4 松开（夹紧缸活塞左移）

当钻孔缸活塞左移到达终点后，系统压力升高达到单向顺序阀Ⅱ的调定压力时，该顺序阀开启（二位四通电磁阀仍为图示状态）。

进油路：液压泵→换向阀 P 口→B 口→单向顺序阀Ⅱ中顺序阀→夹紧缸右腔。

回油路：夹紧缸左腔→换向阀 A 口→T 口→油箱。

由以上工作过程可看出，1、2、3、4 四个动作循环中，后序动作是在前一个动作完成后才开始依次进行的。

这种用顺序阀控制的顺序动作控制回路的可靠性在很大程度上取决于顺序阀的性能及其压力调定值。顺序阀的调整压力应比先动作的液压缸的工作压力高 $8\times10^5\sim1\times10^6$Pa，以免在系统压力波动时发生误动作。

13.6.5　基本回路应用举例

切削机床加工工件时，通常在开始切削前要求刀具与工件快速趋近；当刀具与工件相近时要使趋近速度变缓，以进行速度的平稳过渡；开始切削后又要求刀具相对于工件作慢速工作进给运动；切削结束后，刀具快速退回。

图 13-43 所示为能实现“快进—工进Ⅰ—工进Ⅱ—快退—停止及泵卸荷”工作循环的液压回路，它包括了换向回路、调压回路、锁紧回路、回油节流调速回路、速度换接回路和卸荷

回路,共 6 种基本回路。与工作循环相应的换向阀电磁铁动作顺序见表 13-15。工作循环中各工步的进、回油路请读者自行分析。

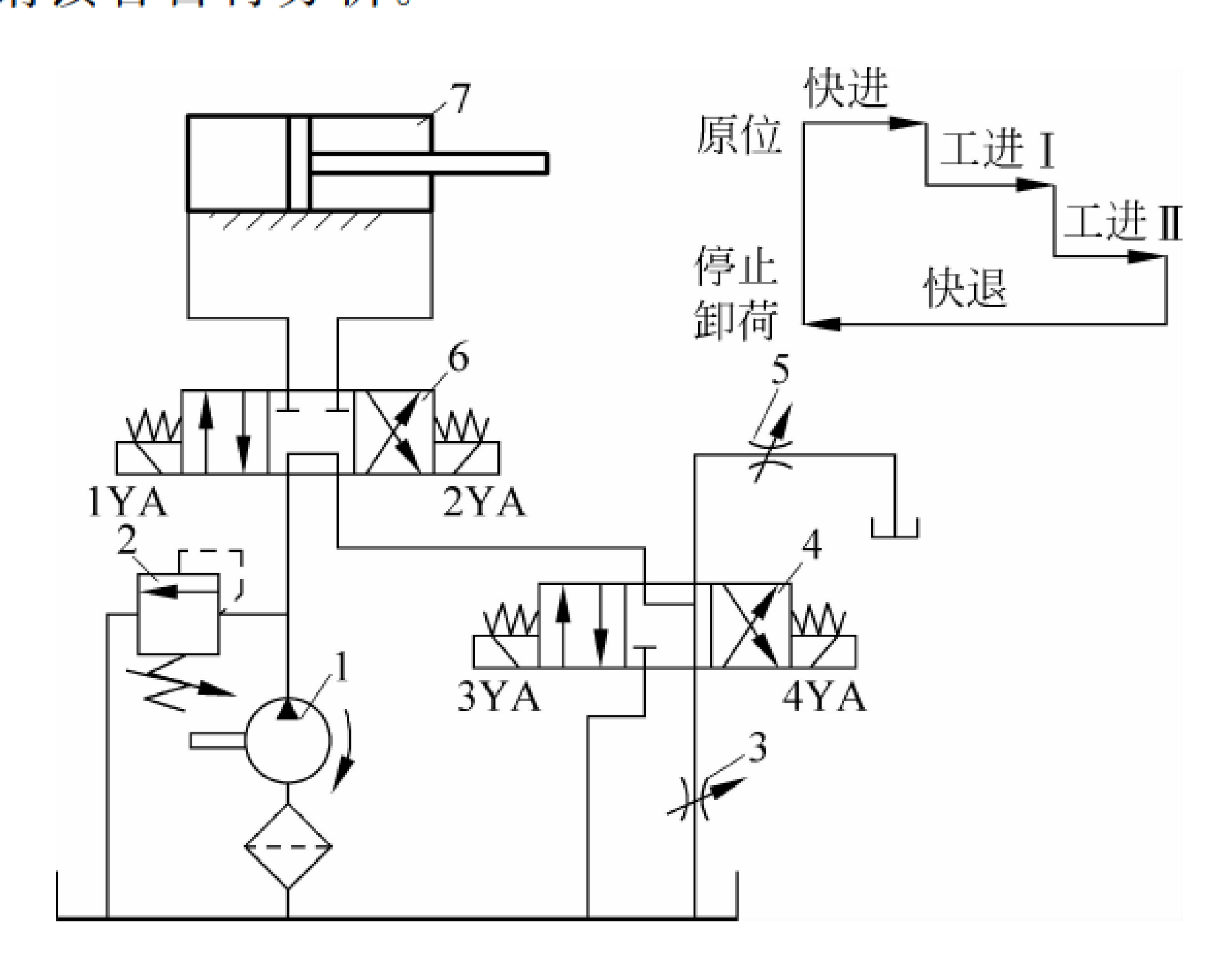


图 13-43 基本回路应用

1—液压泵;2—溢流阀;3,5—节流阀;4,6—三位四通电磁换向阀;7—液压缸

表 13-15 电磁铁动作表

电磁铁 循环工步	1YA	2YA	3YA	4YA
快进	+	−	+	−
工进Ⅰ	+	−	−	−
工进Ⅱ	+	−	−	+
快退	−	+	+	−
停止及泵卸荷	−	−	+	−

注:“+”表示电磁铁通电;“−”则相反。

思考题

1. 什么是液压传动?其工作原理是什么?

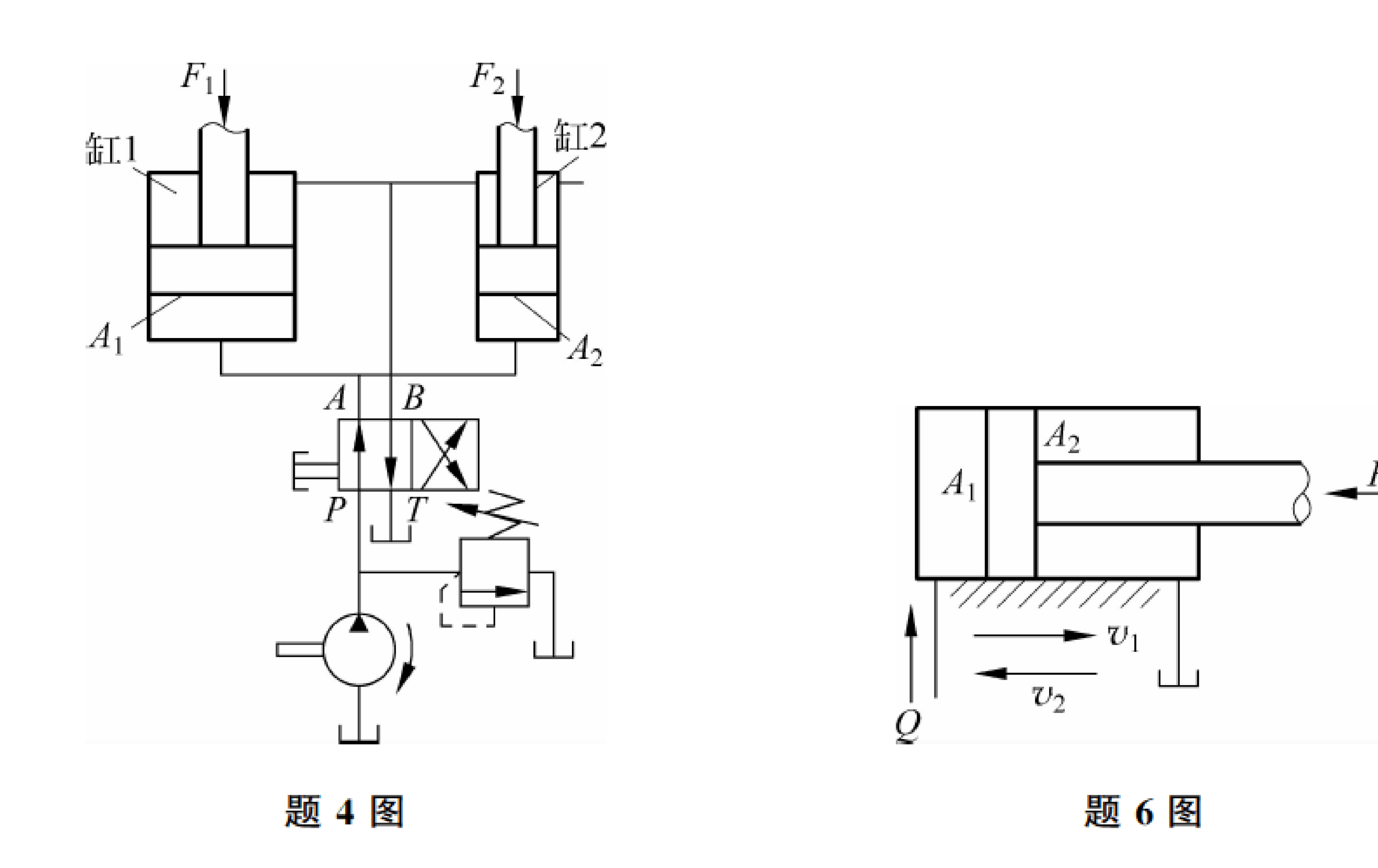
2. 液压系统由哪几部分组成?

3. 液压系统中压力的含义是什么?其单位是什么?液压系统中形成压力的大小取决于什么因素?

4. 如题 4 图所示的液压系统,已知 $F_1=F_2$,$A_1>A_2$(A_1,A_2为活塞端面积),试分析工作时两缸中的活塞哪个先动作?为什么?(两活塞行程终了时都有固定挡铁限位)并说明后动作的活塞在什么情况下才能运动?

5. 什么是流量?在题 4 图中,假定液压泵输入缸 1 和缸 2 下腔中的流量相等,试问哪个活塞运动速度快?

6. 题 6 图中,已知左腔活塞截面积 $A_1=5\times10^{-3}\,\text{m}^2$,活塞杆截面积 $A_2=2\times10^{-3}\,\text{m}^2$,当以流量 $Q=4.17\times10^{-4}\,\text{m}^3/\text{s}$ 交替输入液压缸左、右两腔时,活塞向右的运动速度 v_1 和向左运动时的速度 v_2 各是多少?



题 4 图　　　题 6 图

7. 在题 6 图中，其他条件不变而加大外界负载 F 时，活塞向右运动的速度 v_1 是否和上题相同？

8. 液压泵工作时必须具备的条件是什么？

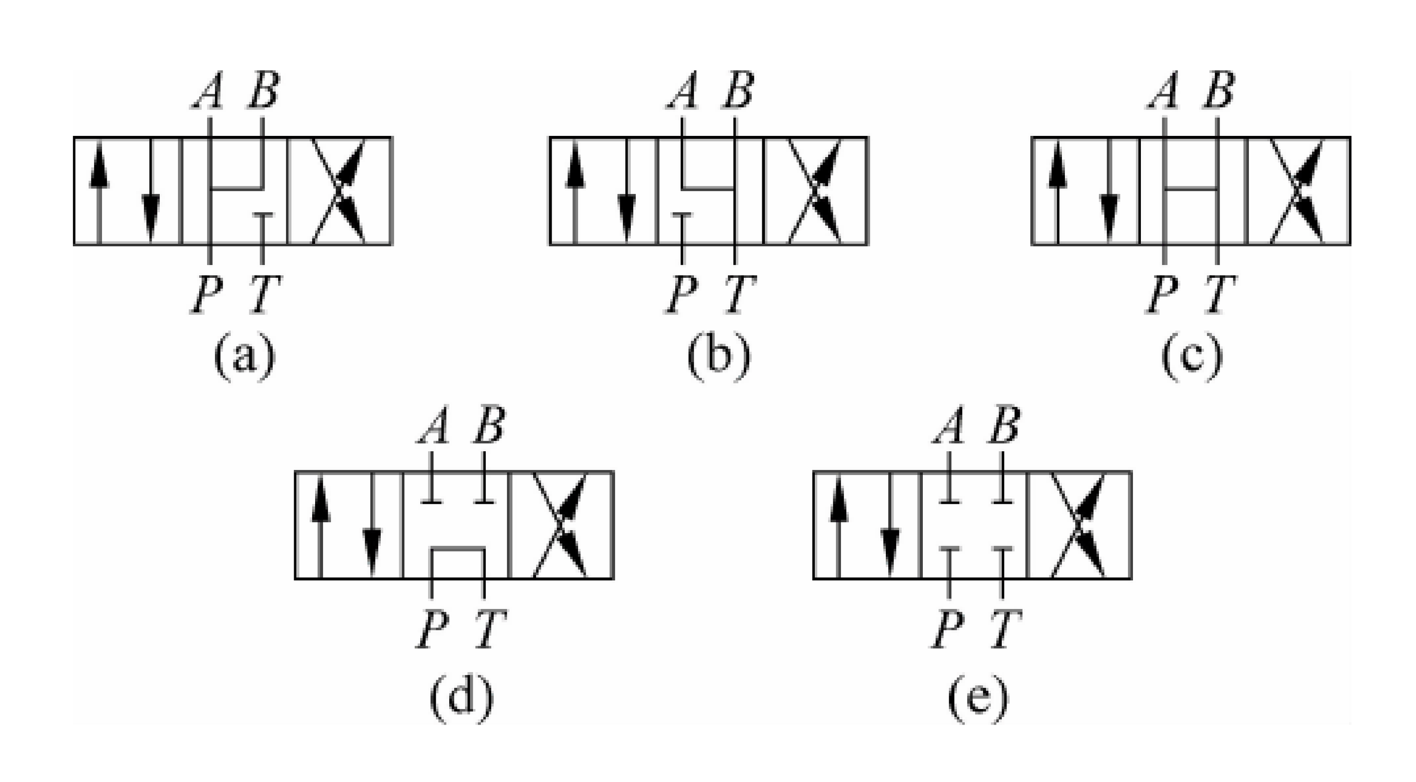
9. 齿轮泵的进、出口能否反接？

10. 双作用叶片泵和单作用叶片泵的主要区别有哪些？

11. 齿轮泵、叶片泵和柱塞泵中哪些是定量泵？哪些可作为变量泵？变量泵是通过什么原理改变流量的？

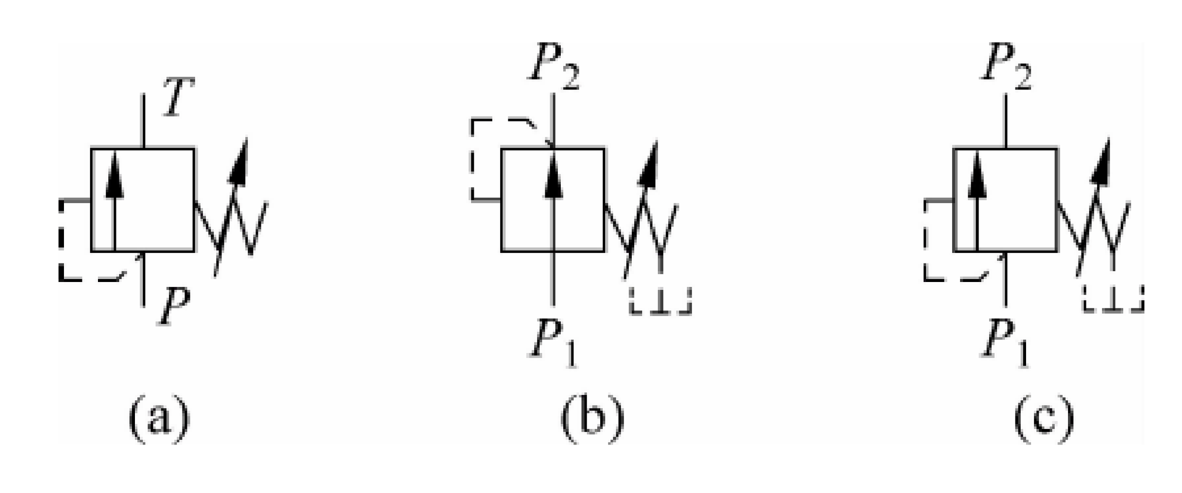
12. 试述双出杆活塞缸和单出杆活塞缸的主要特点。

13. 什么是三位四通换向阀的中位机能？试说出题 13 图所示的各图形符号所表示的中位机能中哪个能使液压缸闭锁？哪个能使液压泵卸荷？并说出它们的机能类型分别是什么？



题 13 图

14. 试说出题 14 图中各图形符号所表示的各阀的名称，并比较它们的不同。



题 14 图

15. 压力继电器的功用是什么？画出它的图形符号。

16. 节流阀的功用是什么？画出节流阀的图形符号。

17. 什么是基本回路？试述方向控制回路、压力控制回路和速度控制回路的的作用。

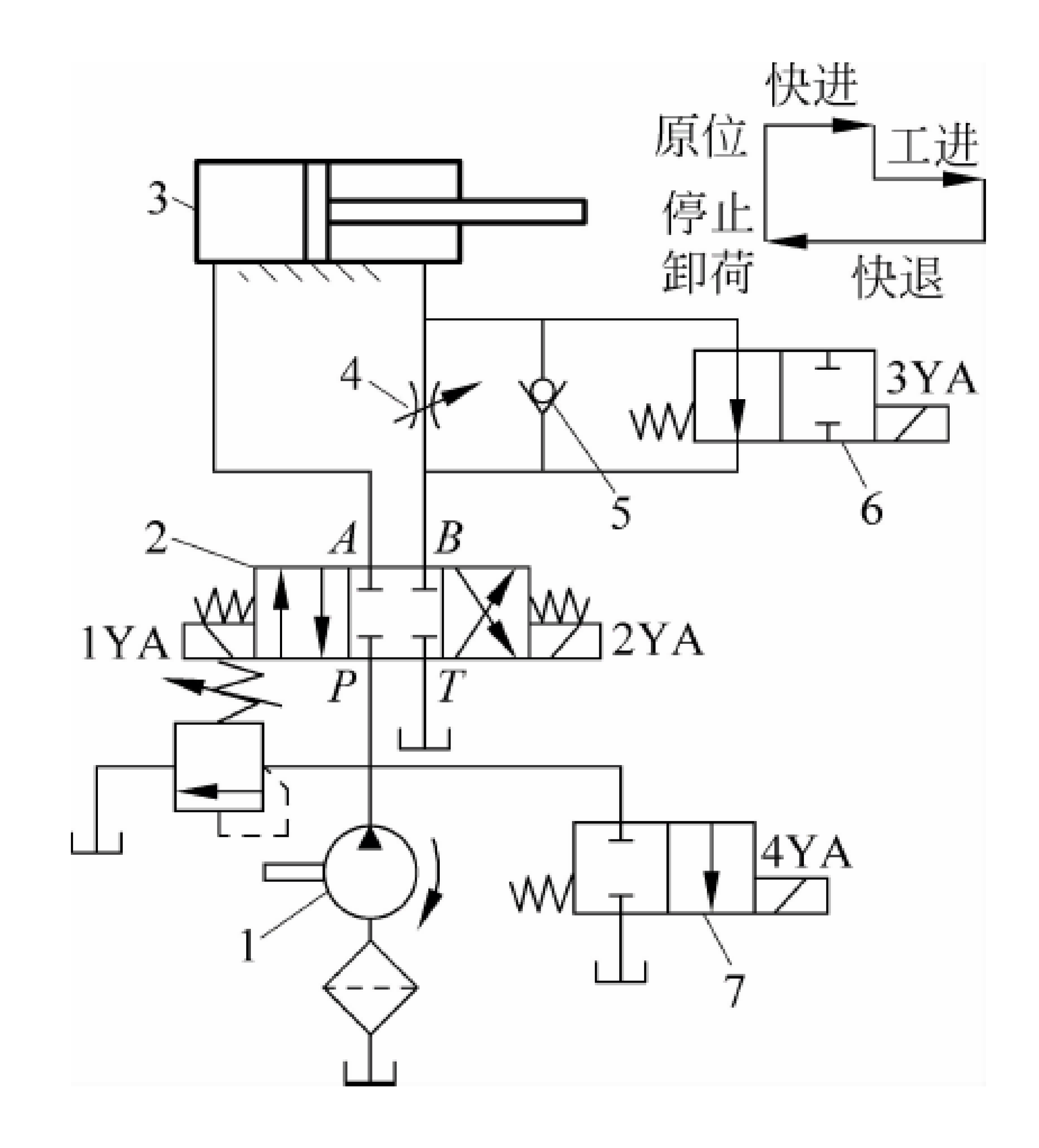
18. 试述进口节流调速回路和出口节流调速回路的主要特点。

19. 题19图所示的液压系统能实现“快进→工进→快退→原位停止及液压泵卸荷”的工作循环，试：

(1) 写出换向阀电磁铁动作顺序表；

(2) 写出各工作循环的进、回油路线；

(3) 说明系统由哪些基本回路组成。



题19图

1—液压泵；2—三位四通电磁换向阀；3—液压缸；4—节流阀；5—单向阀；6，7—二位二通电磁换向阀

第 14 章

气 压 传 动

导读

气压传动是以空气为工作介质进行能量传递的一种传动形式，它具有省能、高效、价廉和无污染等优点。本章主要介绍气压传动的工作原理、系统的组成、常用气动元件以及气动基本回路，要求能识读气动传动系统图，并能正确分析其动作和控制过程。

14.1 概述

14.1.1 气压传动的工作原理

下面以气动平口钳为例，介绍气压传动的工作原理。如图 14-1 所示，气源装置输出压缩空气作为气动系统的工作介质(类似于液压油)，为气动系统提供动力。当按下按钮后，方向控制阀的左端接通回路，压缩空气进入气缸左端，推动活塞杆伸出，平口钳夹紧；当松开按钮后，气动系统给气缸一个反向的动力，使方向控制阀右端接通回路，这时，压缩空气进入气缸右端，导致活塞杆缩回，平口钳松开。在此过程中，按钮控制的是气缸中气体的流动方

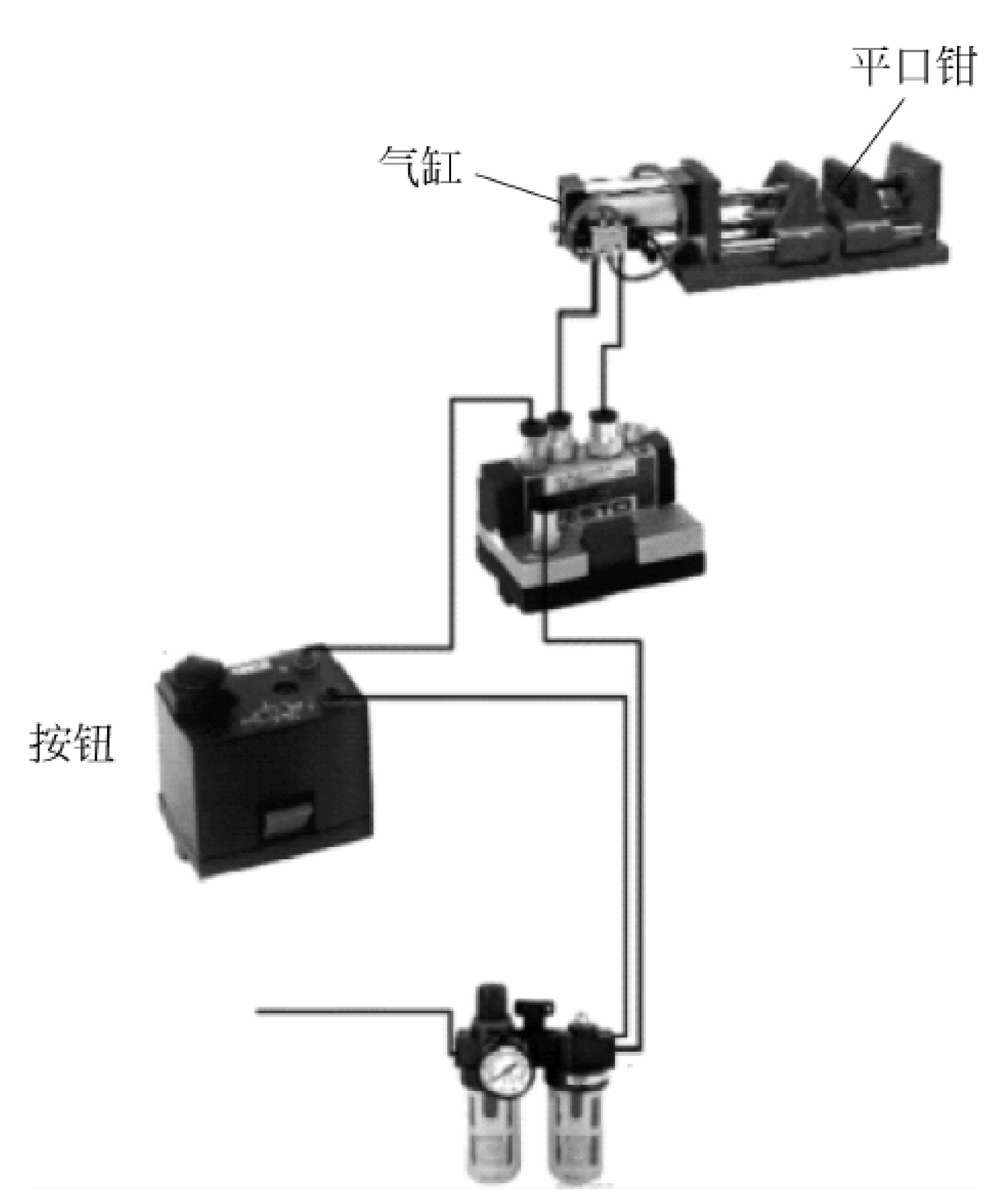


图 14-1　气动平口钳

向，而动力是由压缩空气作用在气缸上产生的。

由此可见，气压传动是以压缩空气为动力的传动方式，它的工作原理是利用空气压缩机把电动机的机械能转化为空气的压力能，然后在控制下，通过执行元件把压力能转化为机械能，从而完成各种动作并对外做功。

14.1.2 气压传动的组成

由气动平口钳系统的组成可以看出，气动系统主要是由气源装置、执行元件、控制元件、辅助元件和压缩空气组成的，见表 14-1。

表 14-1 气压传动系统的组成

组成部分	说　　明	典型元件	图片
气源装置	主要把空气压缩到原来体积的 1/7 左右，形成压缩空气，并对压缩空气进行处理，最终可以向系统供应干净、干燥的压缩空气	气泵、气站、三联件等	
执行元件	利用压缩空气实现不同的动作，驱动不同的机械装置。可以实现往复直线运动、旋转运动及摆动等	气缸、摆动缸、气马达等	
控制元件	由主控元件、信号处理及控制元件组成。其中主控元件主要控制执行元件的运动方向；信号处理及控制元件主要控制执行元件的运动速度、时间、顺序、行程及系统压力等	换向阀、顺序阀、压力控制阀、调速阀等	
辅助元件	连接各元件之间所需的一些元器件，以及对系统进行消声、冷却、测量等方面的一些元件	气管、过滤器、油雾器、消声器等	

14.1.3 气压传动的特点

与液压传动相比，气压传动具有以下特点：

(1) 以空气为工作介质，提取方便，用后可排入大气，能源可储存，成本低廉；

(2) 空气的黏度小，流动时能量损失小，便于集中供气和远距离输送；

(3) 动作迅速，反应快，调节方便，维护简单，易于实现过载保护及自动控制；

(4) 工作环境适应性强，在易燃、易爆、振动等环境下仍能可靠地工作；

(5) 气动元件结构简单，成本低，寿命长。

但气压传动也存在它的缺点：输出的动力不大，且由于空气的可压缩性大，系统性能受载荷变化的影响较大，动作稳定性差等。

14.2　气动元件

14.2.1　气源装置

驱动各种气动设备进行工作的动力是由气源装置提供的。气源装置的主体是空气压缩机。由于空气压缩机产生的压缩空气所含的杂质较多，因而不能为设备所用，因此，通常所说的气源装置还包括气源净化装置。

1. 空气压缩机

空气压缩机是将机械能转换成气体压力能的装置。空气压缩机的种类很多，在气压传动中，一般多采用容积式空气压缩机。容积式空气压缩机是通过运动部件的位移，使一定容积的气体顺序地吸入和排出封闭空间以提高静压力的压缩机。在容积式空气压缩机中，最常用的是活塞式空气压缩机，其工作原理与容积式液压泵一致，如图 14-2 所示。

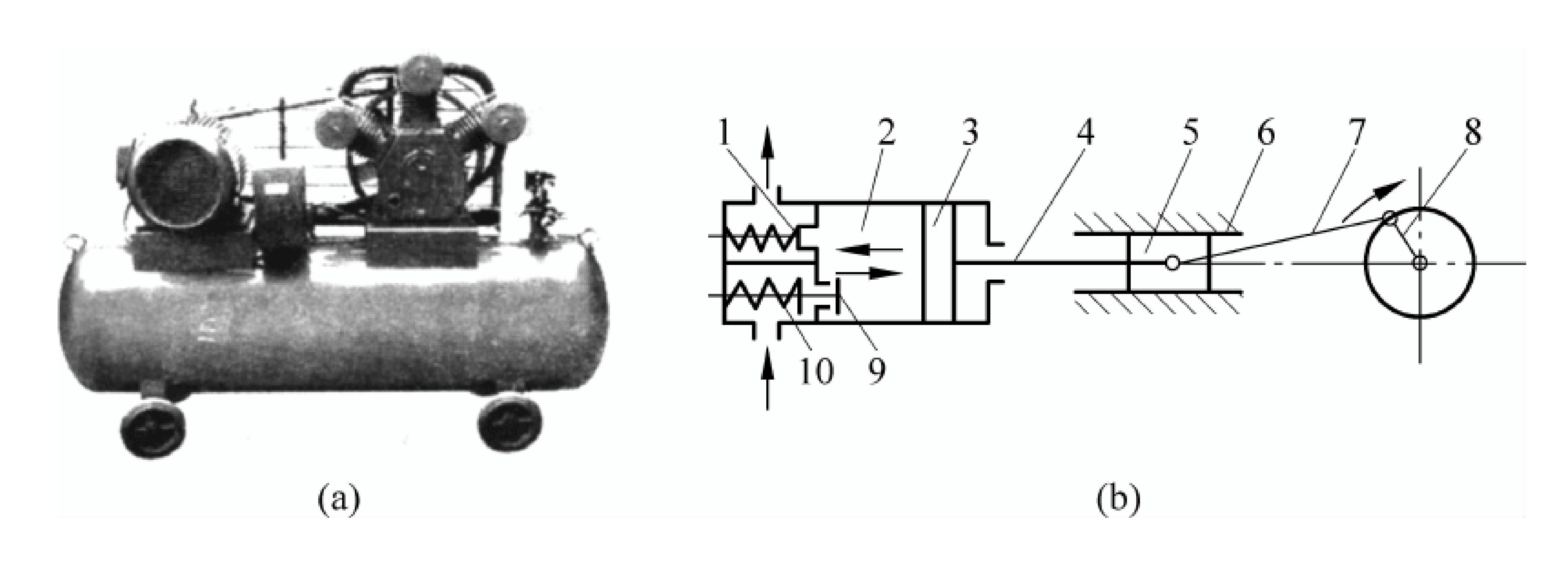


图 14-2　活塞式空气压缩机工作原理图

1—排气阀；2—气缸；3—活塞；4—活塞杆；5,6—十字头与滑道；7—连杆；8—曲柄；9—吸气阀；10—弹簧

图 14-2 中曲柄 8 作回转运动，通过连杆 7，活塞杆 4，带动气缸活塞 3 作直线往复运动。当活塞 3 向右运动时，气缸内容积增大而形成局部真空，吸气阀 9 打开，空气在大气压作用下由吸气阀 9 进入气缸腔内，此过程为吸气过程；当活塞 3 向左运动时，吸气阀 9 关闭，随着活塞的左移，缸内空气受到压缩而使压力升高，在压力达到足够高时，排气阀 1 打开，压缩空气进入排气管内，此过程为排气过程。图 14-2 中仅表示了一个活塞一个缸的空气压缩机，大多数空气压缩机是多缸多活塞的组合。

2. 气源净化装置

在气压传动中使用的低压空气压缩机多用油润滑，由于它排出的压缩空气温度一般在 140～170℃之间，使空气中的水分和部分润滑油变成气态，再与吸入的灰尘混合，形成了水气、油气和灰尘等混合杂质。如果将含有这些杂质的压缩空气直接输送给气动设备使用，会给整个系统带来极坏影响。所以，在系统中设置除水、除油、除尘和干燥等气源净化装置是十分必要的。常见的几种气源净化装置有后冷却器、除油器、干燥器、储气罐等。

(1) 后冷却器

其作用是将空气压缩机排出的气体由 140～170℃降至 40～50℃，使压缩空气中的油雾和水气迅速达到饱和，大部分析出并凝结成水滴和油滴，以便经油水分离器排出。

图 14-3 所示为蛇管式水冷却器的结构和图形符号。它采用压缩空气在管内流动，冷却

水在管外流动的冷却方式,结构简单,应用广泛。为提高降温效果,安装使用时要特别注意冷却水与压缩空气的流动方向。

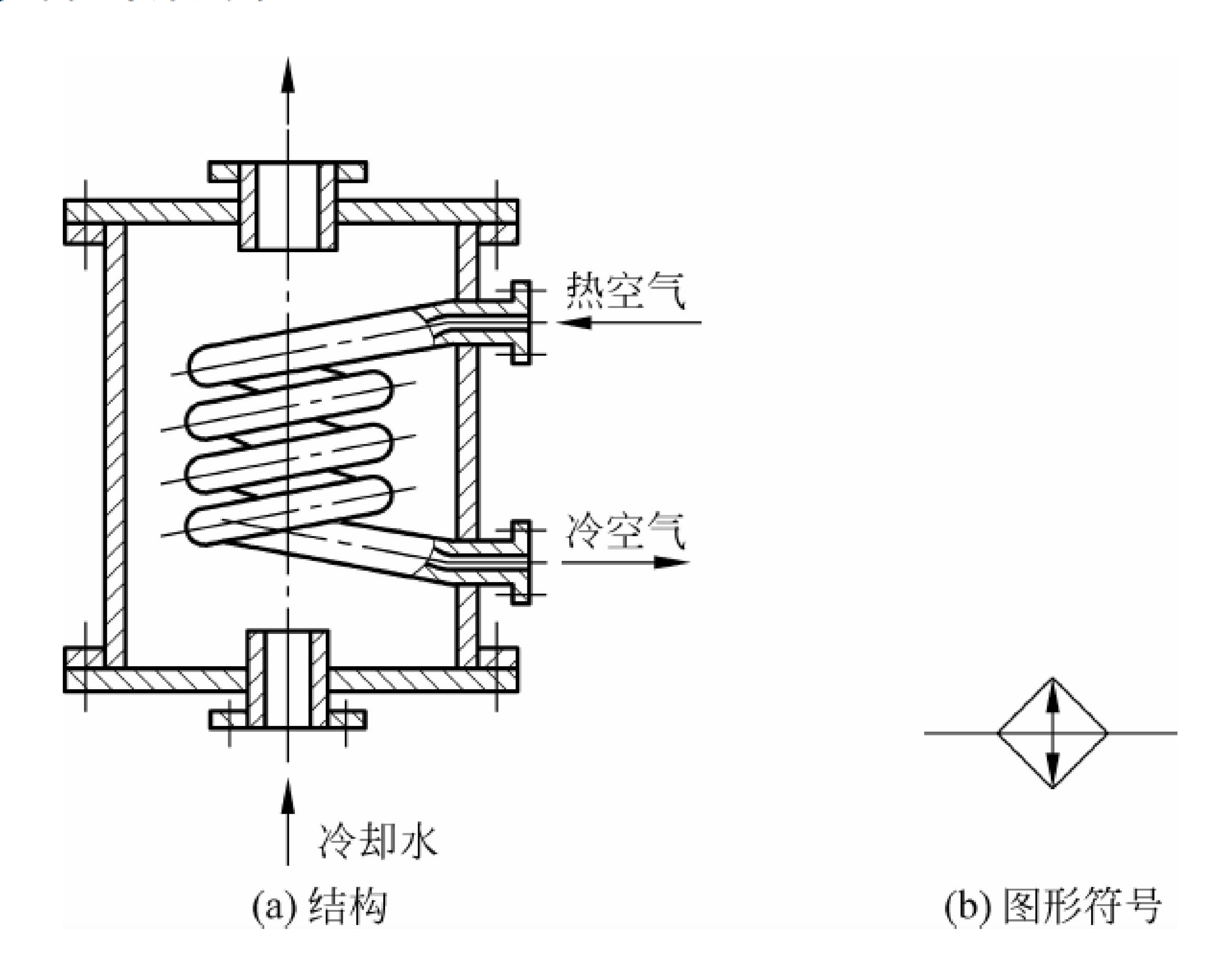


图 14-3 蛇管式水冷却器

(2) 除油器(油雾分离器)

其作用是分离并排除压缩空气中凝聚的水分、油分和灰尘等杂质,其结构形式和图形符号见图 14-4。

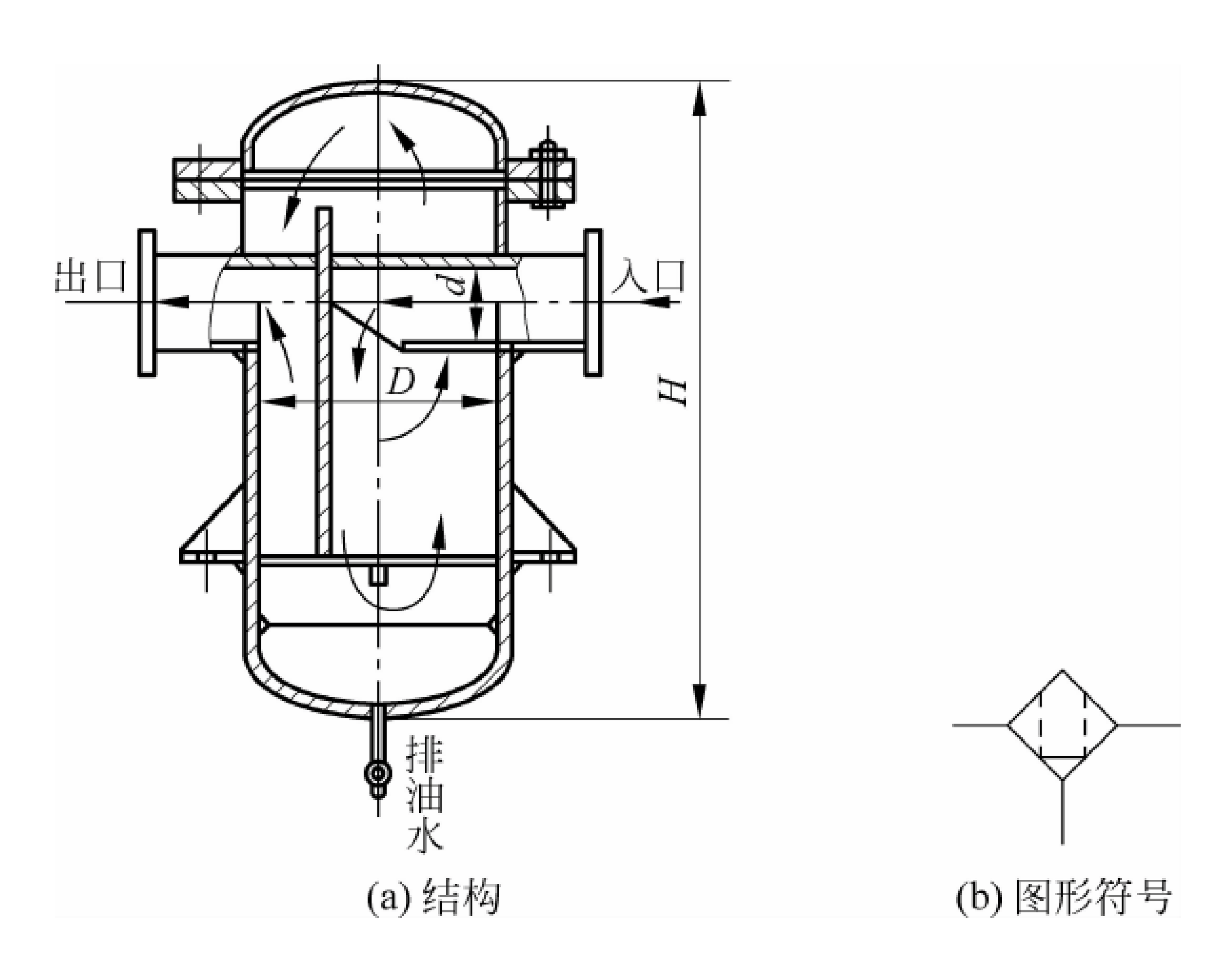


图 14-4 除油器

除油器的工作原理是:当压缩空气由入口进入分离器壳体后,气流受到隔板阻挡而被撞击折回向下,之后又上升并产生环形回转。这样,凝聚在压缩空气中的密度较大的油滴和水滴受惯性力作用而分离析出,沉降于壳体底部,并由放水阀定期排出。

(3) 干燥器

干燥器的作用是进一步除去压缩空气中所含的水蒸气,主要方法有冷冻法和吸附法。冷冻法是利用制冷设备使压缩空气冷却到一定的露点温度,析出空气中多余水分,从而达到所需要的干燥程度。吸附法是利用硅胶、活性氧化铝、焦炭或分子筛等具有吸附性能的干燥

剂来吸附空气中的水分，以达到干燥的目的。

(4) 储气罐

储气罐（见图 14-5）是气源装置中不可缺少的组成部分，它的作用是：

① 消除由于空气压缩机断续排气而对系统引起的压力波动，保证输出气流的连续性和平稳性；

② 储存一定数量的压缩空气，以备发生故障或临时需要应急使用；

③ 进一步分离压缩空气中的油、水等杂质。

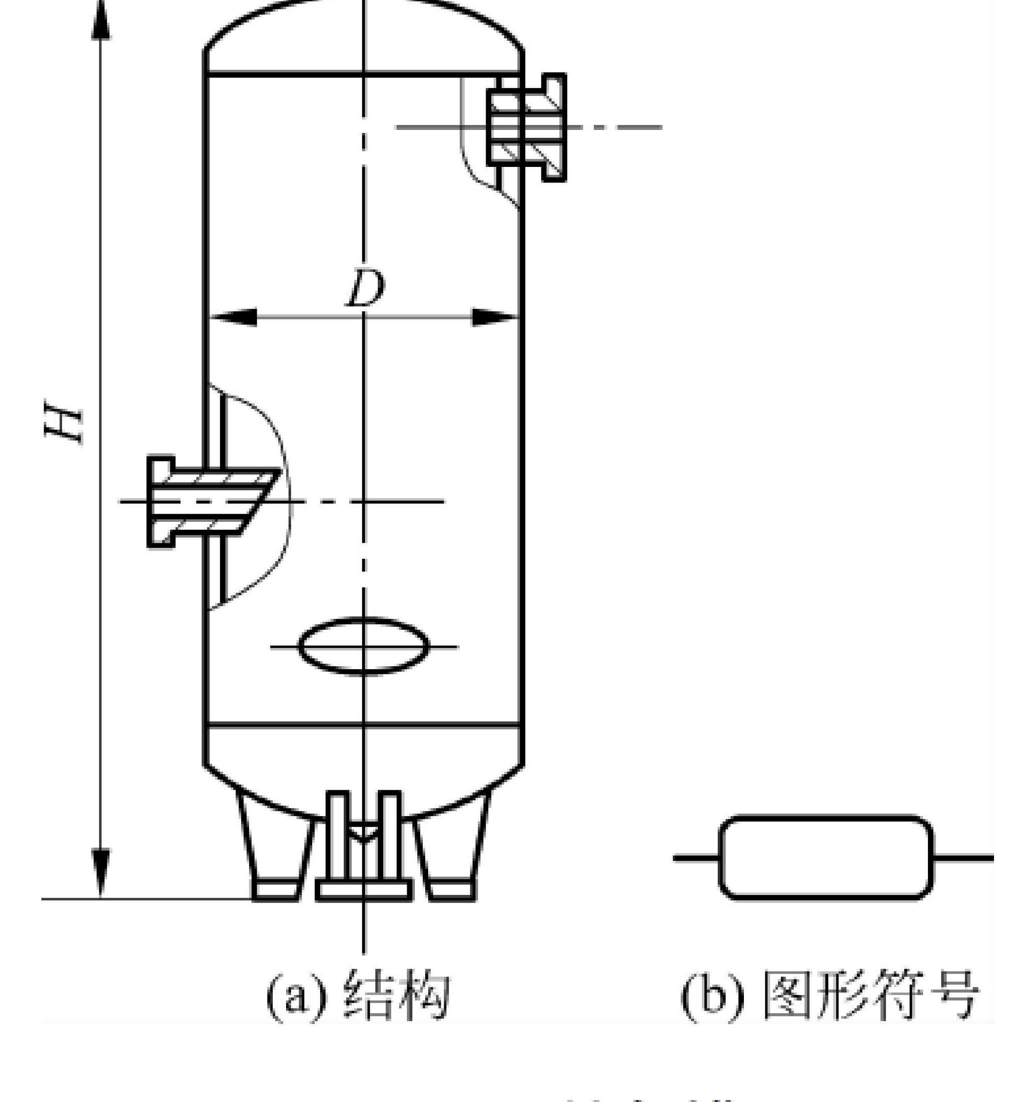


图 14-5　储气罐

14.2.2　气动三联件

从气源装置中输出的得到初步净化的压缩空气在进入车间后，一般还需经过气动三联件（又叫气源调节装置）后进入气动设备。气动三联件包括空气过滤器、调压阀、油雾器，它们是气压传动系统的辅助元件。

1. 空气过滤器

空气过滤器的作用是进一步滤除压缩空气中的杂质。

图 14-6 所示为空气过滤器的结构和图形符号。其工作原理是压缩空气从输入口进入后，被引入旋风叶子 1，旋风叶子上有许多形成一定角度的缺口，迫使空气沿切线方向产生强烈旋转。这样，夹杂在空气中的较大水滴、油滴和灰尘等便依靠自身的惯性与存水杯 2 的内壁碰撞，并从空气中分离出来沉到杯底，而微粒灰尘和雾状水气则由滤芯 3 滤除。为防止气体旋转将存水杯中积存的污水卷起，在滤芯下部设有挡水板 4。此外，存水杯中的污水应通过手动排水阀 5 及时排放。在某些人工排水不方便的场合，可采用自动排水式空气过滤器。

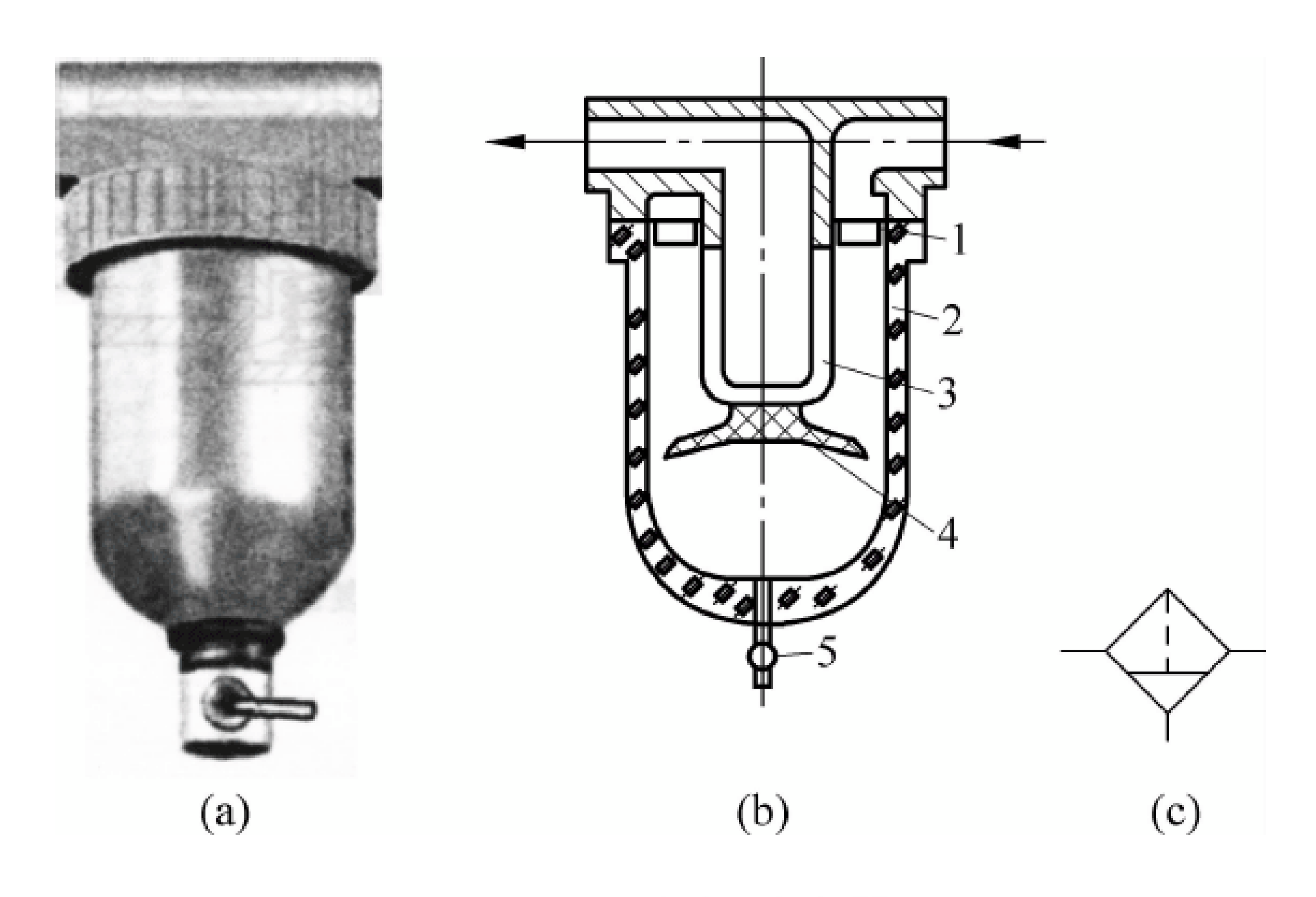


图 14-6　空气过滤器

1—旋风叶子；2—存水杯；3—滤芯；4—挡水板；5—排水阀

2. 调压阀（减压阀）

由压缩空气站输出的压缩空气，其压力通常都高于每台设备和装置所需的工作压力，且压力波动也较大，因而需要用调节压力的调压阀（减压阀）来降压，使其输出压力与每台气动设备和装置实际需要的压力一致，并保持该压力值的稳定。

图 14-7 所示为直动式调压阀的工作原理图及图形符号。当顺时针方向调整手柄 1 时，调压弹簧 2 推动下弹簧座 3，膜片 4 和阀芯 5 向下移动，使阀口开启，气流通过阀口后压力降低。与此同时，有一部分气流由阻尼孔 7 进入膜片室，在膜片下面产生一个向上的推力与弹簧力平衡，调压阀便有稳定的压力输出。当输入压力 P_1 增高时，输出压力 P_2 也随之增高，使膜片下面的压力也增高，将膜片向上推，阀芯 5 在复位弹簧 9 的作用下上移，从而使阀口 8 的开度减小，节流作用增强，使输出压力降低到调定值为止。反之，若输入压力下降，则输出压力也随之下降，膜片下移，阀口开度增大，节流作用降低，使输出压力回升到调定压力，以维持压力稳定。

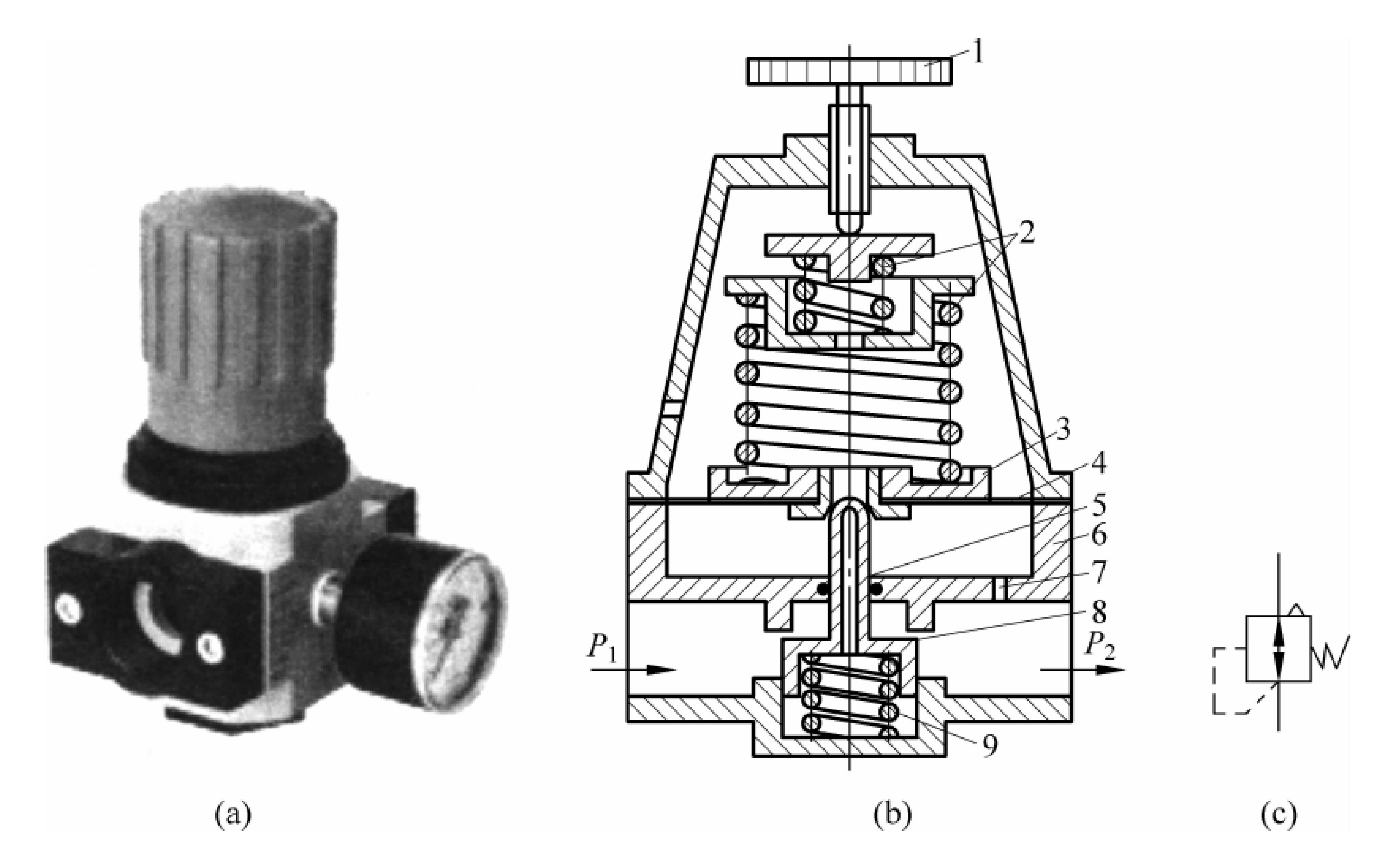


图 14-7 直动式调压阀

1—手柄；2—调压弹簧；3—下弹簧座；4—膜片；5—阀芯；6—阀套；7—阻尼孔；8—阀口；9—复位弹簧

3. 油雾器

油雾器是一种特殊的注油装置，其作用是润滑油雾化后注入空气流中，并随空气进入需要润滑的部件，达到润滑的目的。

油雾器的工作原理和图形符号见图 14-8。假设气流通过文氏管后压力降为 P_2，当输入压力 P_1 和 P_2 的压力差 $\Delta P > \rho g h$（ρ 为油液密度，kg/m^3；g 为重力加速度，m/s^2；h 为扬程，m）时，油被吸上，并被主通道中的高速气流引射出，雾化后从输出口输出。

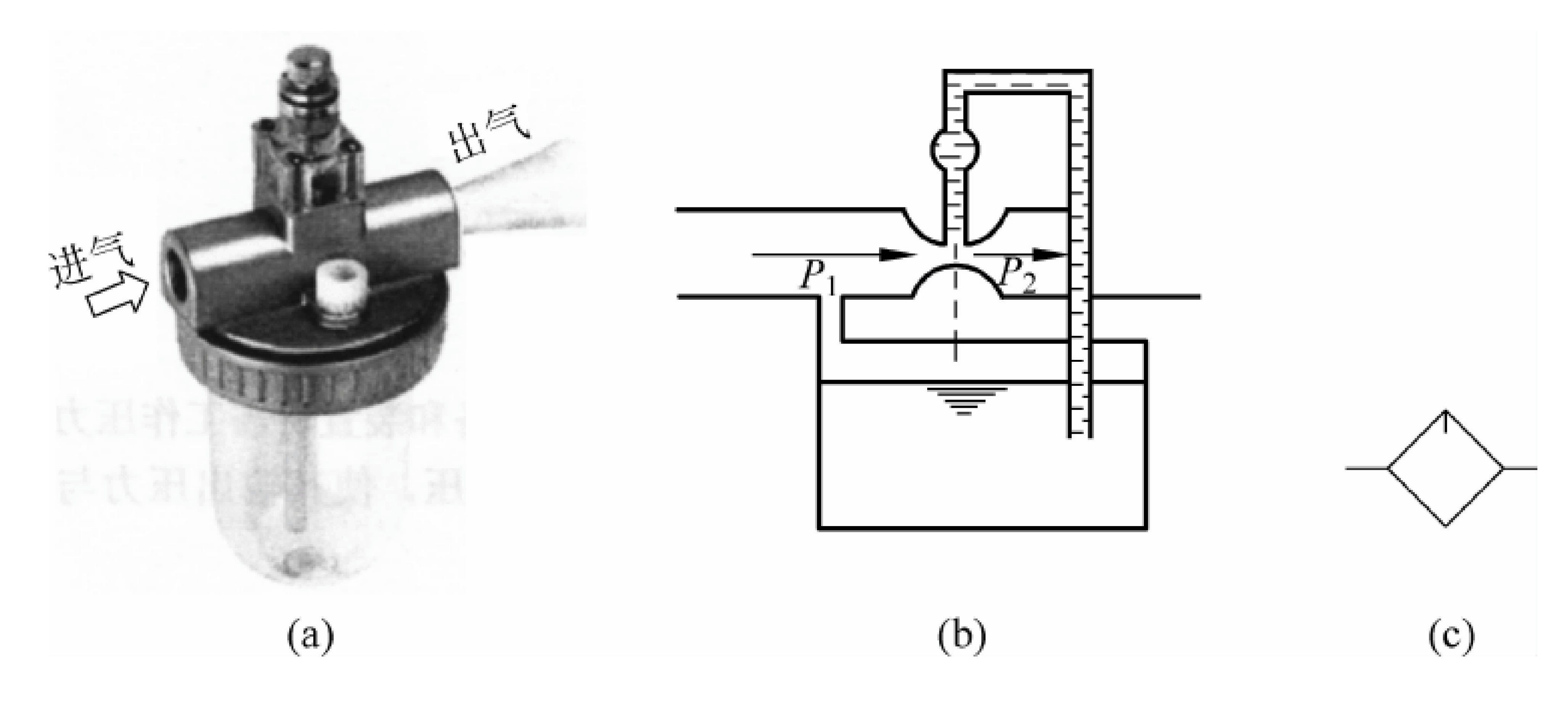


图 14-8 油雾器

必须指出,气动三联件一般在气动系统中是必不可少的,因而它们的组合件得到广泛应用。图 14-9 所示为气动三联件组合件(又叫气源调节装置)的外形及图形符号。

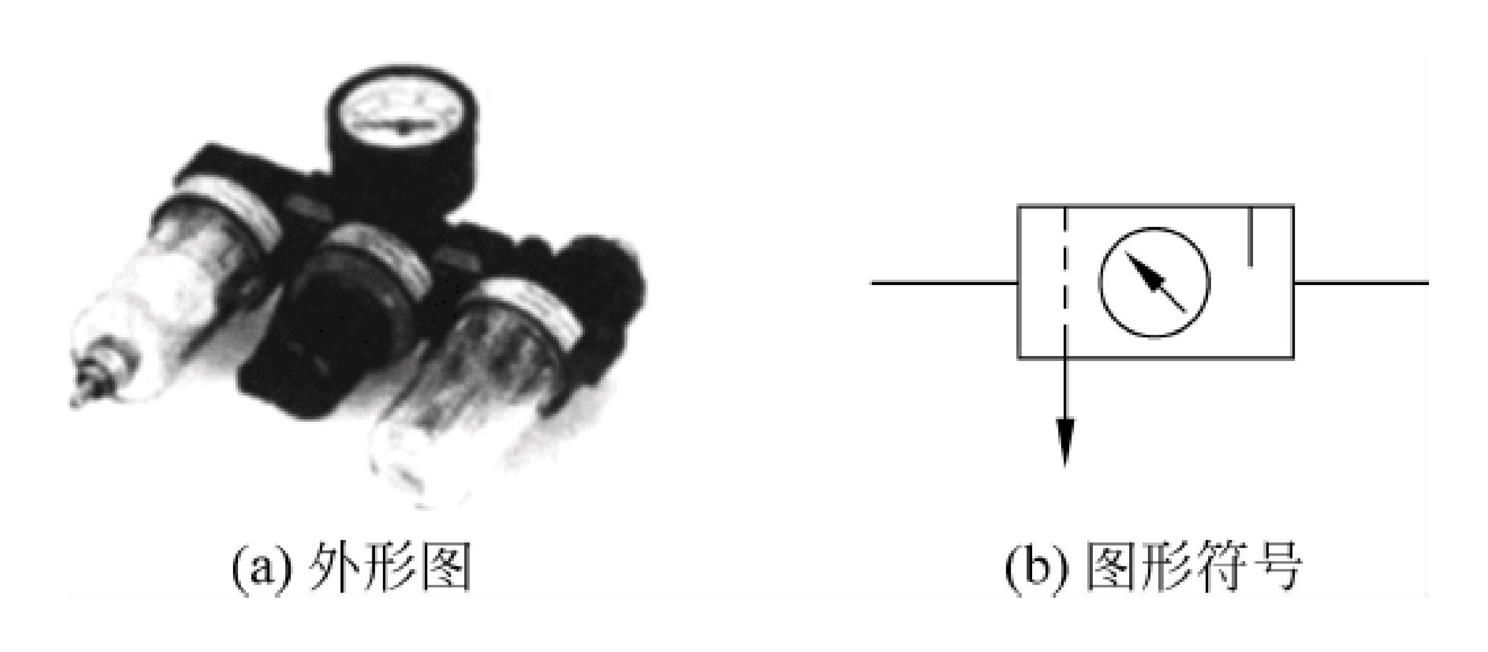


图 14-9　气动三联件组合件

14.2.3　气缸与气动马达

气动执行元件是将压缩空气的压力能转化为机械能的元件,它驱动机构作直线往复、摆动或回转运动,输出力或转矩。气动执行元件可分为气缸和气动马达。

1. 气缸

气缸按功能可分为普通气缸和特殊气缸。普通气缸是指活塞式气缸,常用于无特殊要求的场合,而特殊气缸则用于有特殊要求的场合。下面介绍几种特殊气缸的特点及作用。

(1) 气液阻尼缸(气液转换器)

气液阻尼缸是由气缸和液压缸组合而成,它以压缩空气为能源,利用油液的不可压缩性和可控性来获得活塞的平稳运动及调节活塞的运动速度。与气缸相比,气液阻尼缸传动平稳,停位精确,噪声小;与液压缸相比,它无需液压泵,经济性好。这种气缸具有液压和气压传动的优点,因而应用广泛,特别是在机床和切削加工的驱动装置中,它能克服普通气缸在负载变化大时容易产生的爬行现象,可以满足驱动刀具进行切削加工的要求。

图 14-10 所示为串联式气液阻尼缸原理图。它的气缸和液压缸共用同一缸体,两活塞固定连接在同一活塞杆上。当气缸右腔供气、左腔排气时,活塞杆向左伸出的同时带动液压缸活塞左移,此时液压缸左腔排油经节流阀流向右腔,对活塞杆的运动起到阻尼作用。调节节流阀便可控制排油速度,由于两活塞固定连接在同一活塞杆上,所以也控制了气缸活塞的左行速度。反向运动时,因单向阀开启,活塞杆可快速缩回,液压缸无阻尼。油箱的作用主要是克服液压缸两腔面积差的影响和补充泄漏。另外,还有并联式气液阻尼缸。

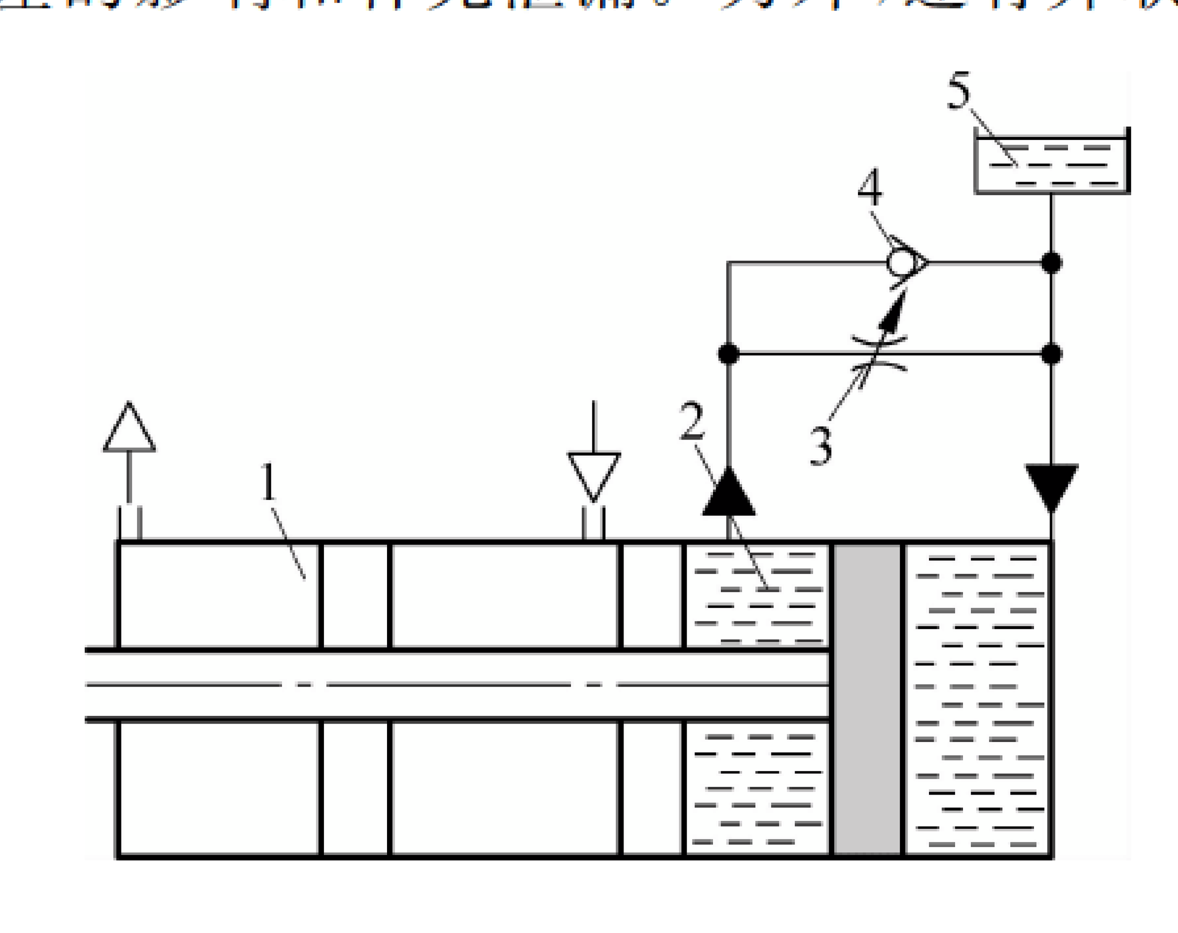


图 14-10　串联式气液阻尼缸

1—气缸;2—液压缸;3—节流阀;4—单向阀;5—油箱

（2）薄膜式气缸

图 14-11 所示为薄膜式气缸的结构。薄膜式气缸是利用压缩空气使膜片变形来带动活塞杆作直线运动的气缸，它由缸体、膜片、膜盘和活塞杆等主要零件组成。薄膜式气缸的膜片可以做成盘形膜片和平膜片两种形式。膜片材料为夹织物橡胶、钢片或磷青铜片，常用厚度为 5～6mm 的夹织物橡胶，金属膜片只用于行程较小的薄膜式气缸中。

此外，还有冲击气缸、伸缩气缸、摆动气缸等。

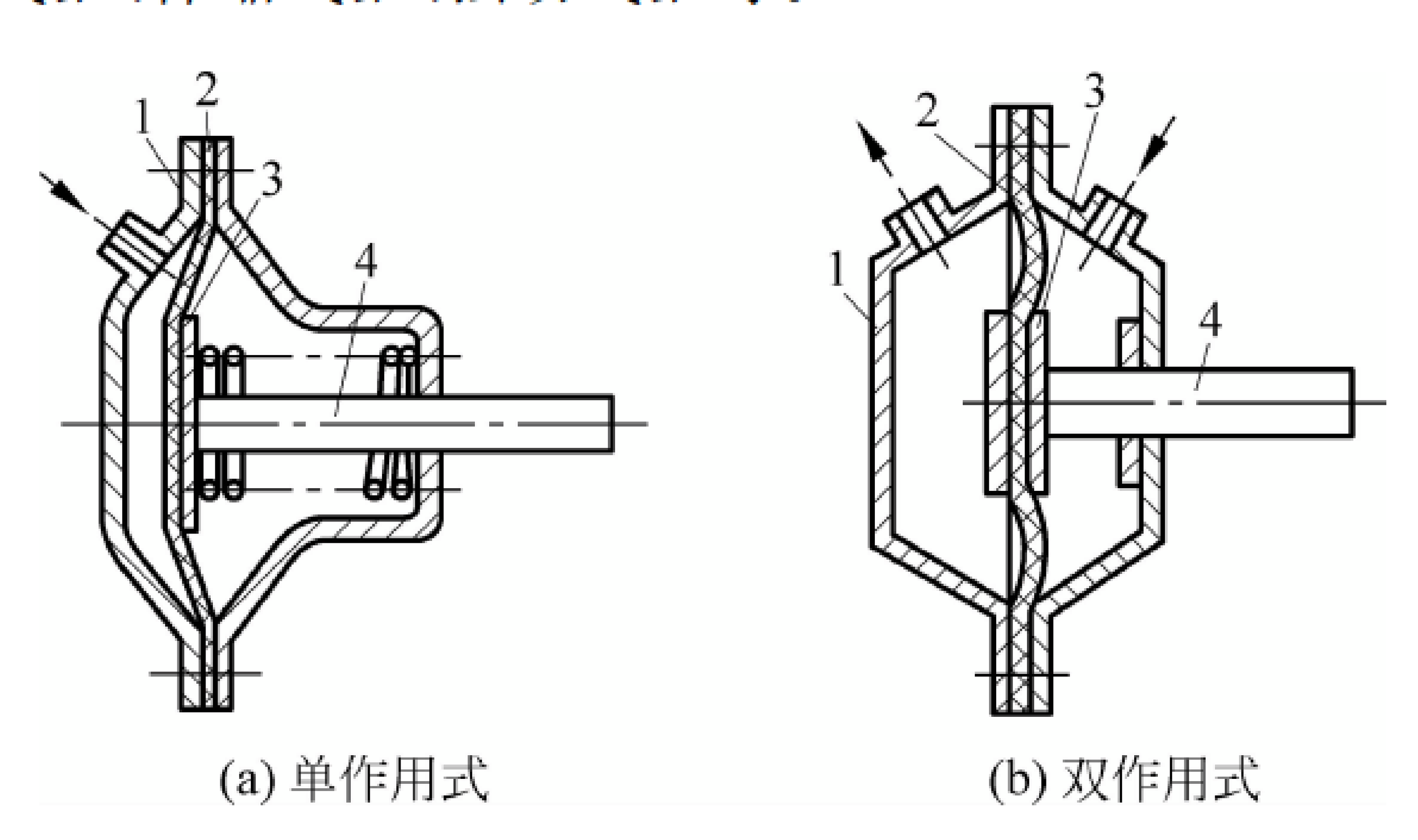


图 14-11 薄膜式气缸

1—缸体；2—膜片；3—膜盘；4—活塞杆

2. 气动马达

气动马达是将压缩空气的压力能转换成机械能的能量转换装置，其作用相当于电动机或液压马达，即输出转速和转矩，驱动机构作旋转运动。图 14-12 所示为叶片式气动马达。压缩空气从 A 口进入定子腔后，一部分进入叶片底部，将叶片推出，使叶片在气压推力和离心力共同作用下抵在定子内壁上，另一部分进入密封工作腔，作用在叶片的外伸部分产生力矩。由于叶片外伸面积不等，转子受到不平衡力矩而产生逆时针旋转。做功后的气体由定子孔 C 排出，剩余气体经 B 孔排出。改变压缩空气输入的进气孔，气动马达则反向旋转。叶片式气动马达适用于低转矩、高转速场合。

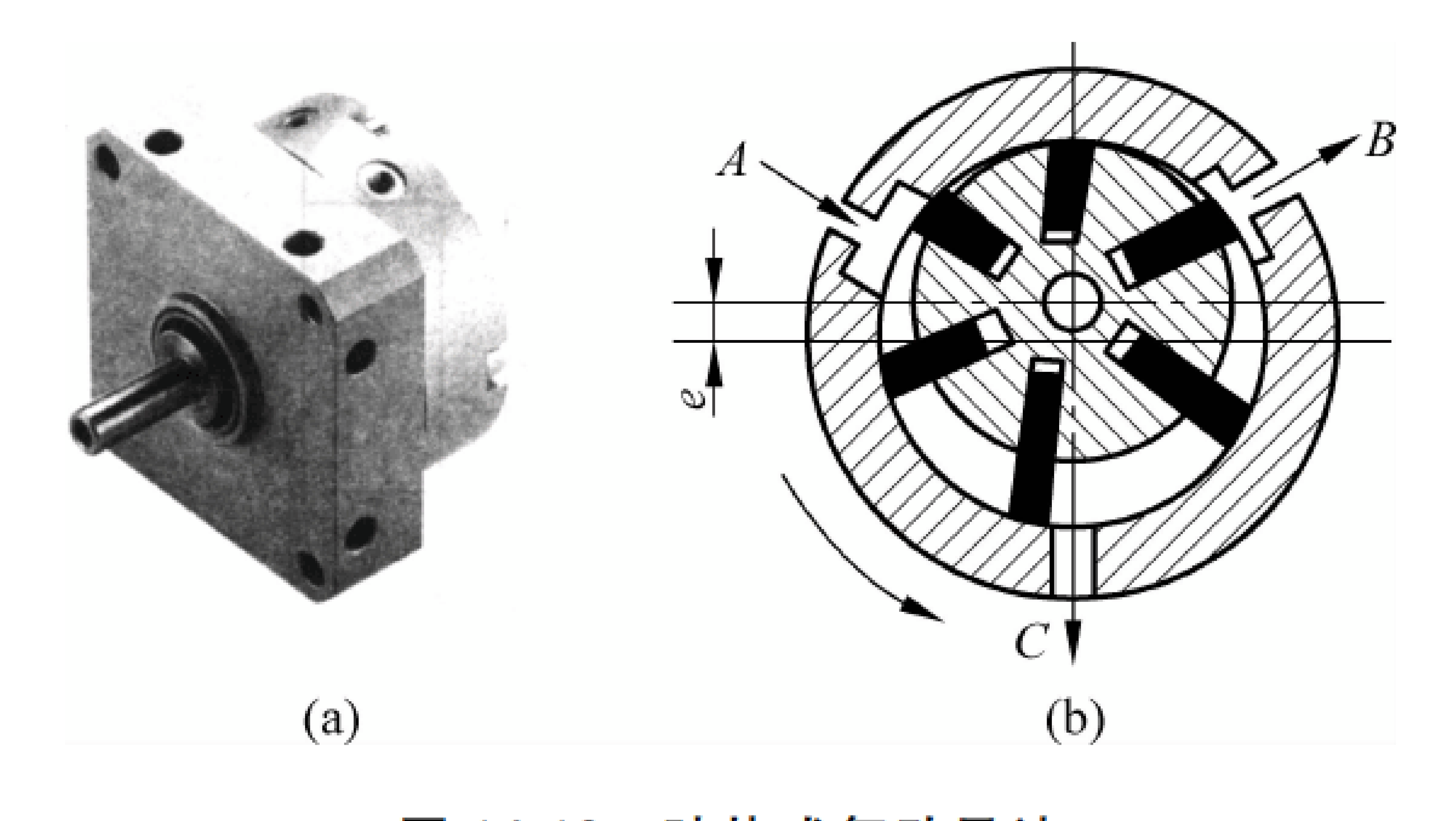


图 14-12 叶片式气动马达

14.2.4 气动控制阀

1. 方向控制阀

（1）单向型控制阀

① 单向阀

单向阀用来控制气流方向，使之只能向一个方向流动，其原理、结构与液压单向阀基本

相同。

② 或门型梭阀

或门型梭阀的结构相当于 2 个单向阀的组合，因其阀芯像织布梭子一样来回运动，因而称之为梭阀。

图 14-13 所示为或门型梭阀的工作原理与图形符号。当通路 P_1 进气时，将阀芯推向右边，通路 P_2 被关闭，于是气流从 P_1 进入通路 A，如图 14-13(a)所示。反之，气流从 P_2 进入通路 A，如图 14-13(b)所示。当 P_1、P_2 同时进气时，哪端压力高，通路 A 就与哪端相通，另一端自动关闭。图 14-13(c)为该阀的图形符号。

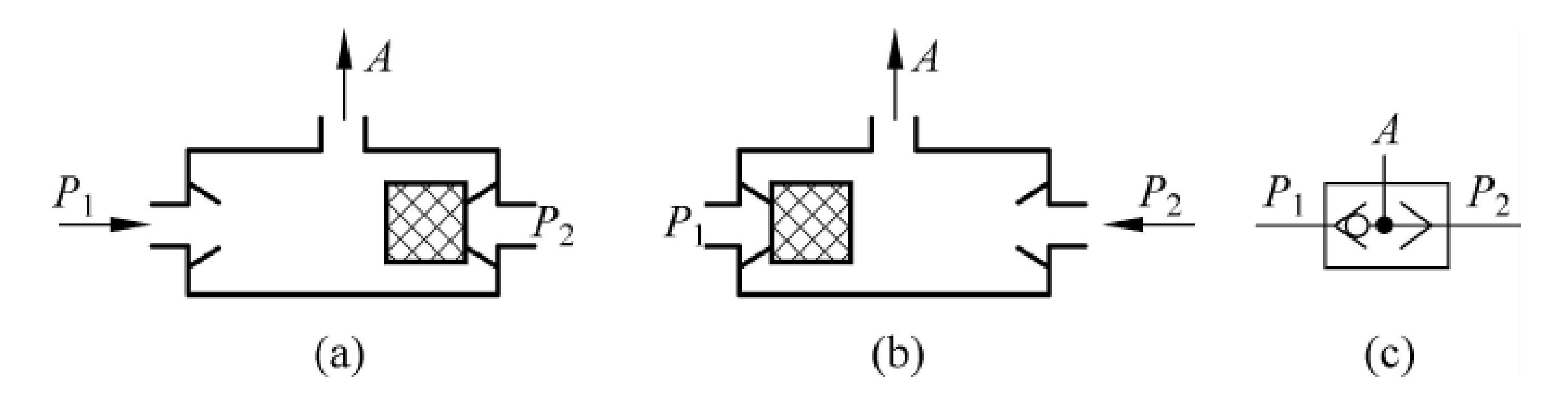


图 14-13　或门型梭阀的工作原理与图形符号

此外，还有与门型梭阀（当 P_1、P_2 同时都有输入时，A 才有输出）。

③ 快速排气阀

快速排气阀简称快排阀，它的作用是加快气缸动作速度而快速排气。图 14-14(a)所示为快速排气阀的一种结构形式。当压缩空气进入进气口 P，使膜片 1 向下变形，打开 P 与 A 的通路，同时关闭排气口 O。当 P 口没有压缩空气进入，在 A 口和 P 口压差作用下，膜片 1 向上恢复，关闭 P 口，使 A 口通过 O 口快速排气。图 14-14(b)所示为快速排气阀的图形符号。

(2) 换向型控制阀

换向型控制阀的作用就是通过改变压缩空气的流动方向，从而改变执行元件的运动方向。与液压传动一样，根据控制方式，可分为气压控制、电磁控制、机械控制、手动控制等。

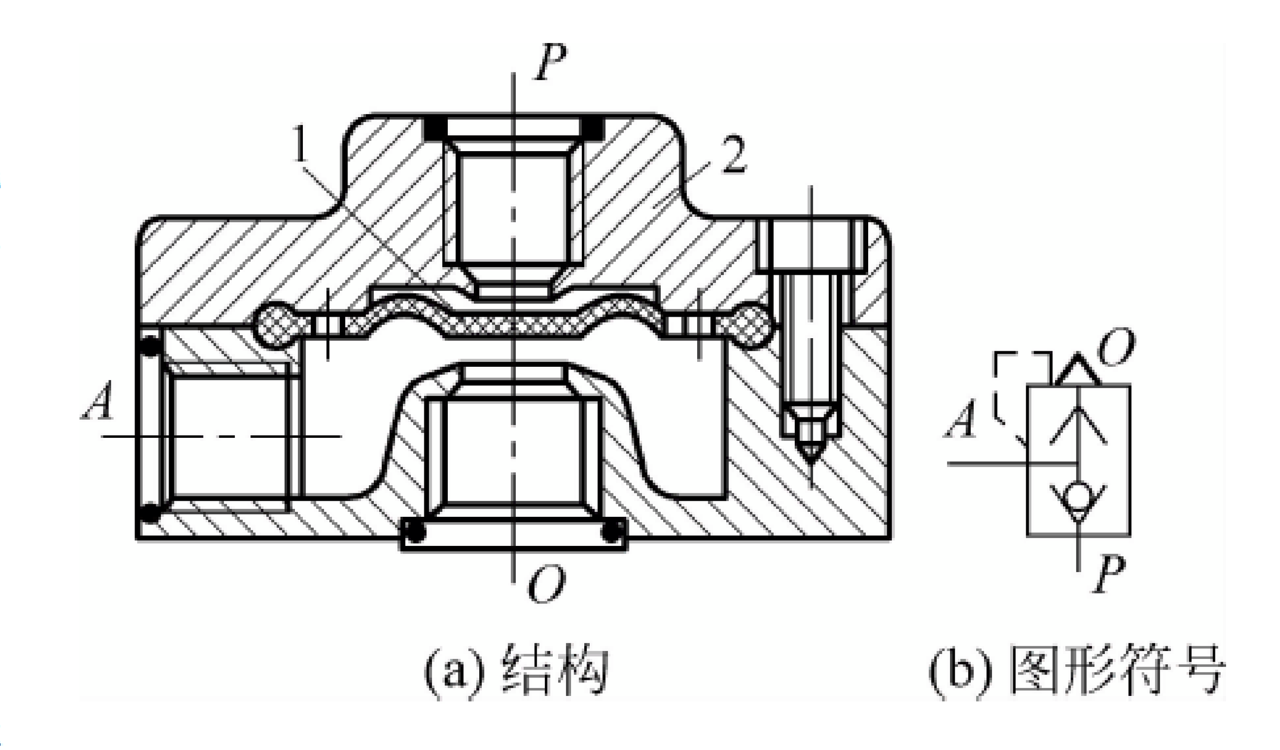


图 14-14　快速排气阀

1—膜片；2—阀体

2. 压力控制阀

气动系统中调节和控制压力大小的控制元件称为压力控制阀，主要包括减压阀、溢流阀、顺序阀等。其图形符号、功用都与相应的液压阀相似，详见表 14-2。

3. 流量控制阀

流量控制阀是通过改变阀的通流面积来调节压缩空气的流量，从而控制气缸运动速度、换向阀的切换时间和气动信号传递速度，它包括节流阀、单向节流阀和排气节流阀等。这里主要介绍排气节流阀。

图 14-15 所示为排气节流阀的外形、内部结构及图形符号。它由节流阀和消声器组合而成，常安装在气动装置的排气口上，通过控制排入大气中的气体流量来改变执行机构的运动速度，并通过消声器减少排气噪声和防止不洁气体通过排气孔污染气路中的元件。

表 14-2　压力控制阀的图形符号及功用

类型	图形符号	功　　用
调压阀（减压阀）		降低来自于空气压缩机的压力，将入口处空气压力调节到每台气动装置实际需要的压力
顺序阀		依靠气压的大小来控制气动回路中各元件动作的先后顺序
溢流阀（安全阀）		当气路压力超过调定值时便自动排气，使系统的压力下降，以保持进口压力为调定值

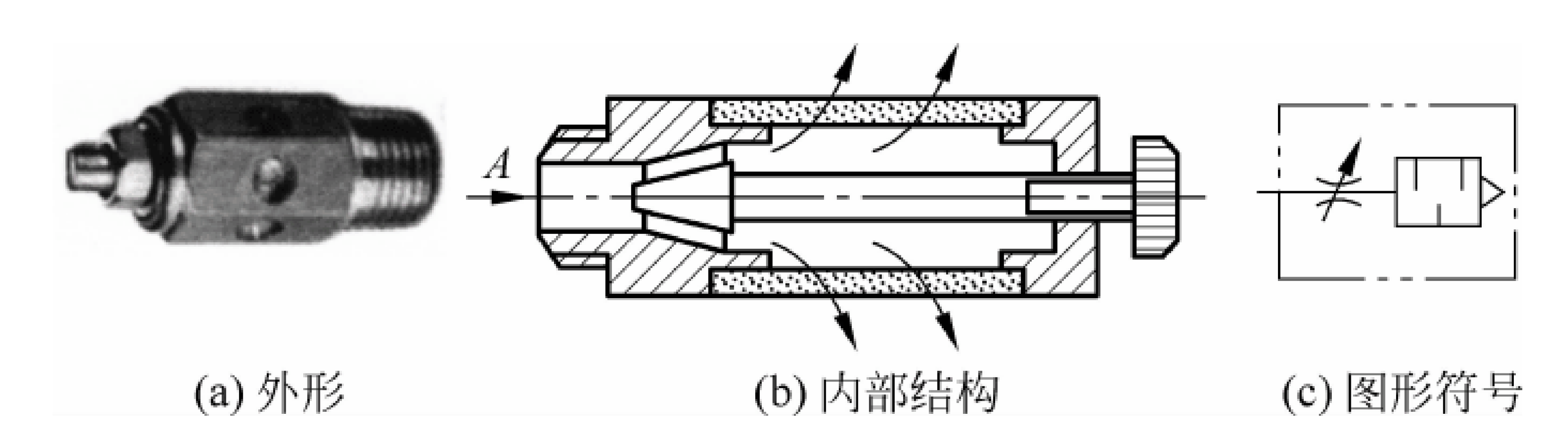


图 14-15　排气节流阀

14.3　气动基本回路

气动基本回路是指由有关气动元件组成的，能完成某种特定功能的气动回路。

14.3.1　方向控制回路

方向控制回路是用气动换向阀控制压缩空气的流动方向，来实现控制执行机构运动方向的回路，简称换向回路。

图 14-16(a)所示为只用一个二位三通阀的换向回路。当有控制信号 a 时，活塞杆伸出；无控制信号时，活塞杆在弹簧力作用下退回。图 14-16(b)所示为图(a)回路中串联一个二位二通阀，可使气缸在行程途中任意位置停止，即有信号 b，则活塞停止运动；消除信号 b，活塞继续运动。

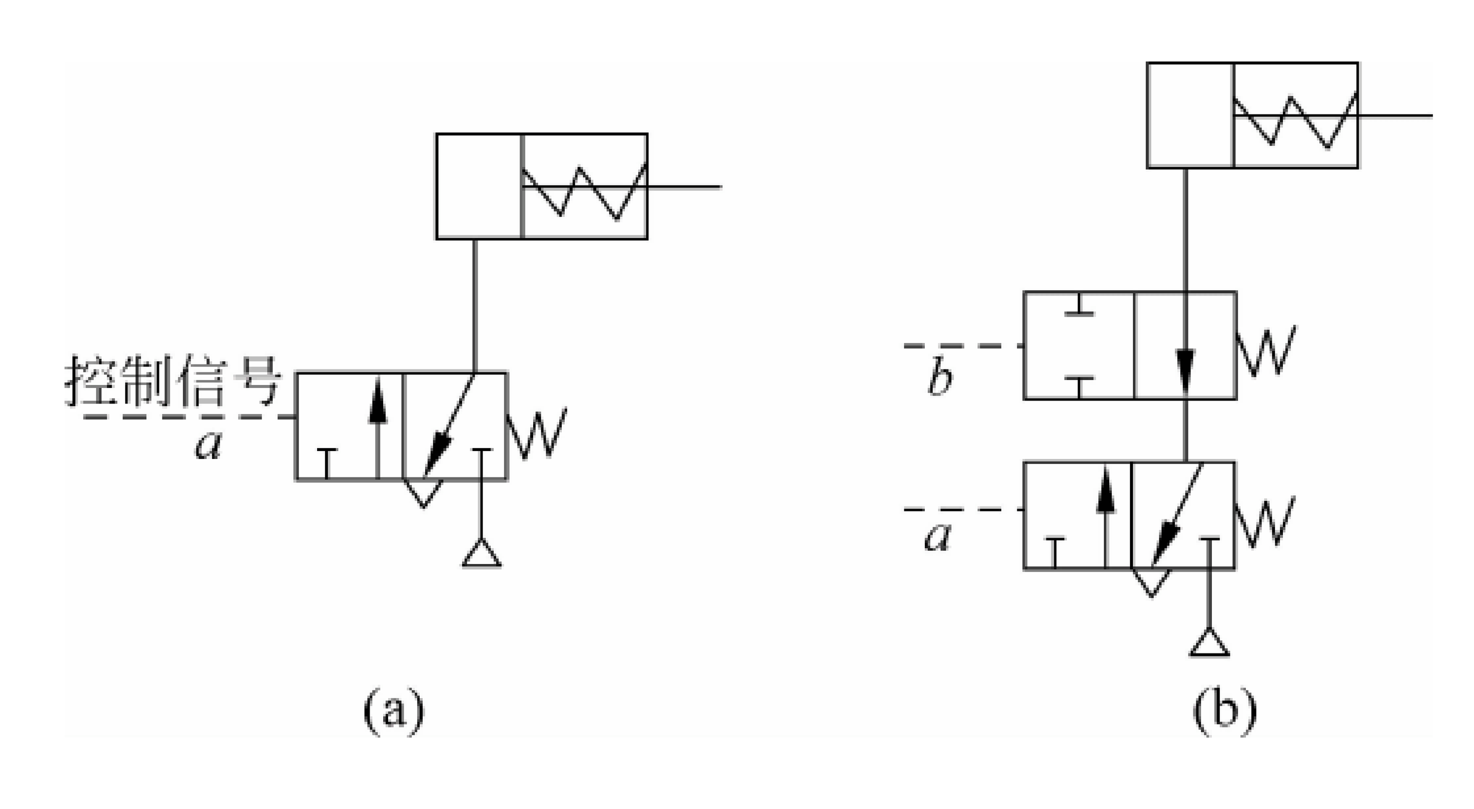


图 14-16　换向回路

14.3.2　压力控制回路

对系统压力进行调节和控制的回路称为压力控制回路。

1. 一次压力控制回路

一次压力控制回路主要用于使储气罐送出的气体压力不超过规定压力。为此，通常在储气罐上安装一个溢流阀，用来实现一旦罐内气体的压力超过规定压力就向大气放气。也常在储气罐上装一电接点压力表，一旦罐内压力超过规定压力时，即由它控制空气压缩机断电而不再供气。一次压力控制回路如图 14-17 所示。

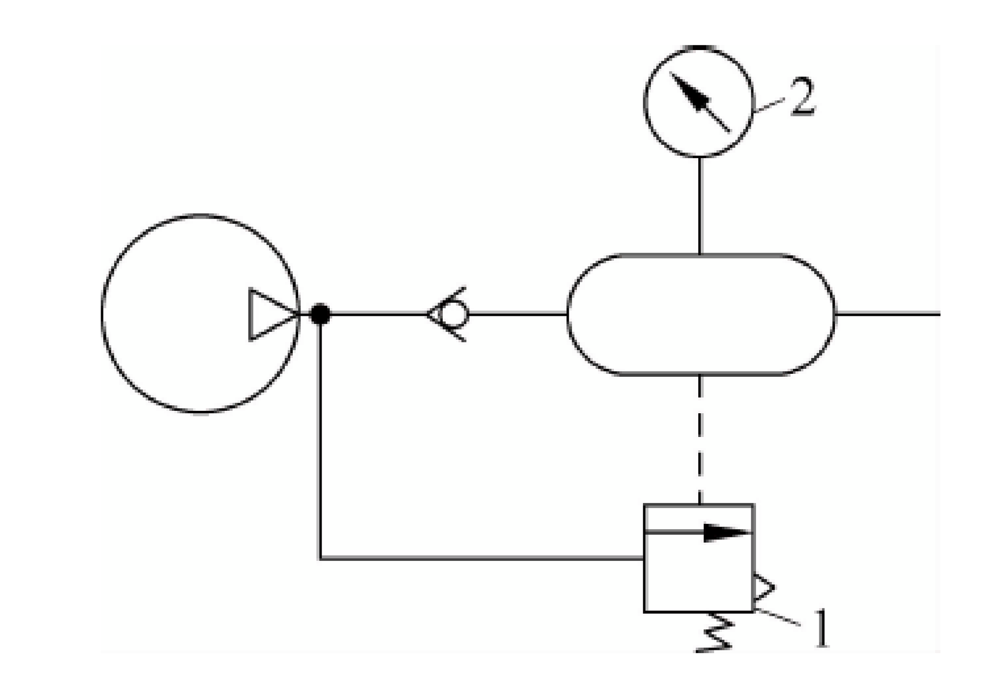


图 14-17　一次压力控制回路

1—溢流阀；2—压力表

2. 二次压力控制回路

图 14-18 所示为二次压力控制回路，它的作用是使系统保持正常的工作，维持稳定的压力，从而达到安全、可靠、节能的目的。从空气压缩机出来的压缩空气经空气过滤器、调压阀、油雾器，供给气动设备使用。通过调节调压阀就能获得所需的工作压力。油雾器主要用于对气动换向阀和执行元件进行润滑。

3. 高低压转换回路

图 14-19 所示为高低压转换回路，其原理是采用 2 个调压阀调节 2 种不同的压力 P_1、P_2，再由二位三通阀转换，以满足气动设备所需的高压或低压要求。

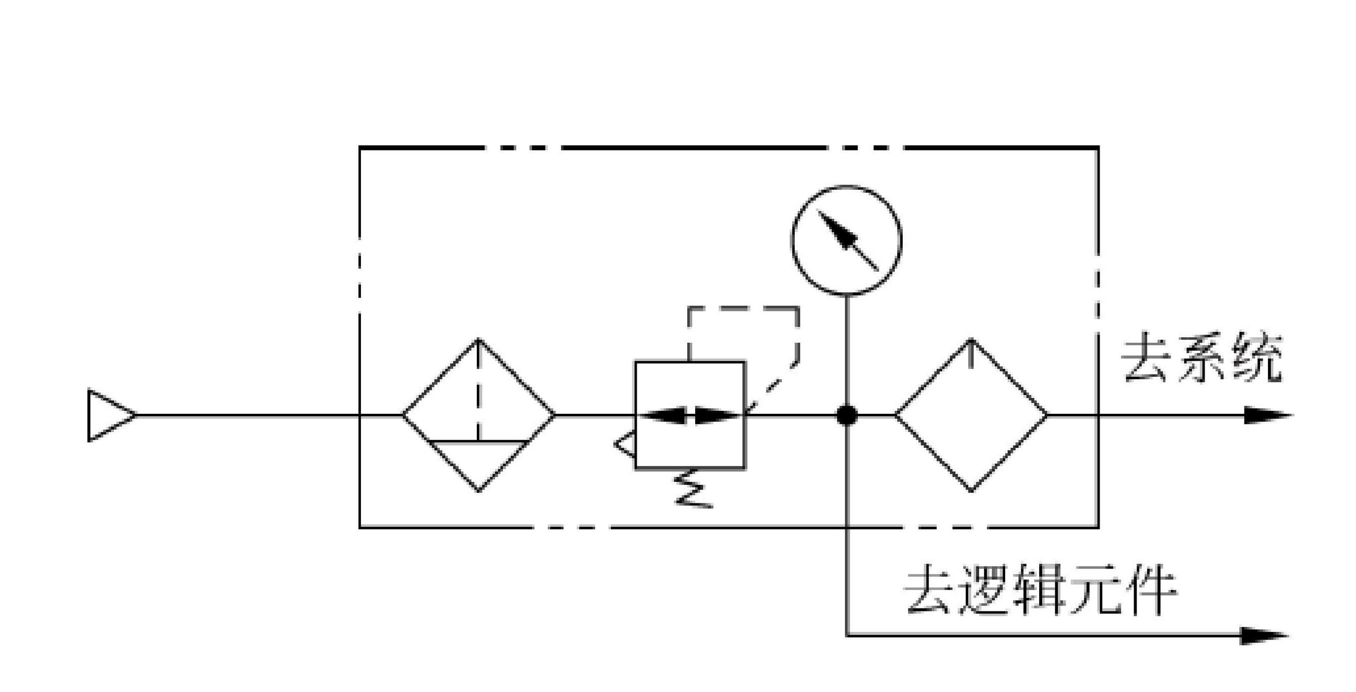


图 14-18　二次压力控制回路

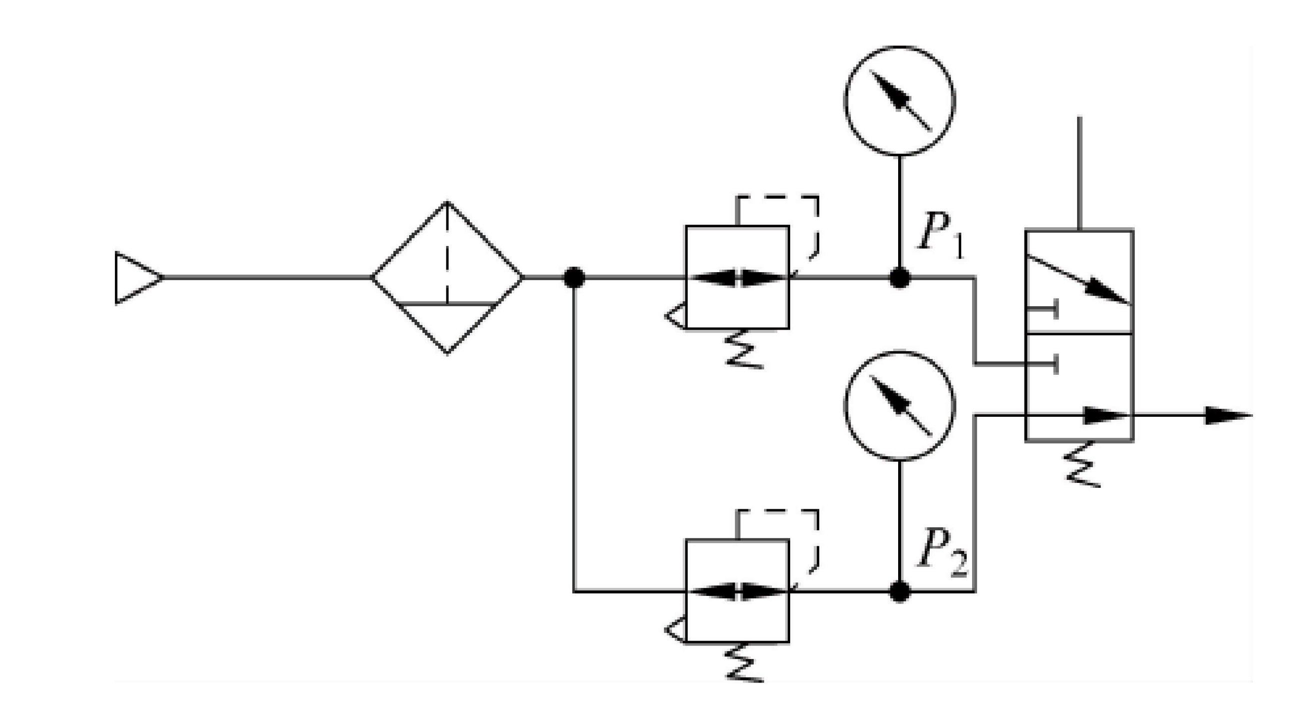


图 14-19　高低压转换回路

14.3.3　速度控制回路

速度控制回路是利用流量控制阀来改变进、排气管路的通流面积，实现调节或改变执行元件工作速度的目的。

1. 单作用气缸速度控制回路

图 14-20 所示为单作用气缸速度控制回路原理图。图 14-20(a)所示的回路可以进行双向速度调节；图 14-20(b)所示的回路通过采用快速排气阀可实现快速返回，但返回速度不能调节。

2. 双作用气缸速度控制回路

图 14-21(a)所示为进口节流调速回路。活塞的运动速度依靠进气侧的单向节流阀进行

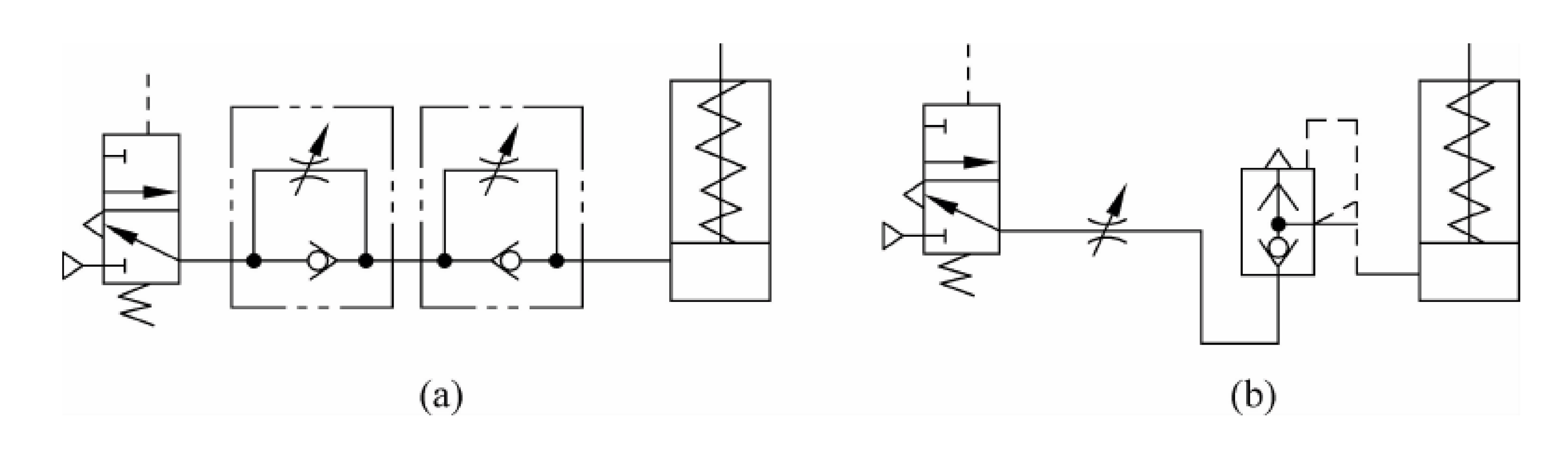


图 14-20　单作用气缸速度控制回路原理图

调节。此回路承载能力大,但不能承受负值负载,受外载荷变化影响大。适用于对速度稳定性要求不高的场合。

图 14-21(b)所示为出口节流调速回路。活塞的运动速度依靠排气侧的单向节流阀进行调节。运动平稳性好,可承受负值负载,受外载荷变化影响小。

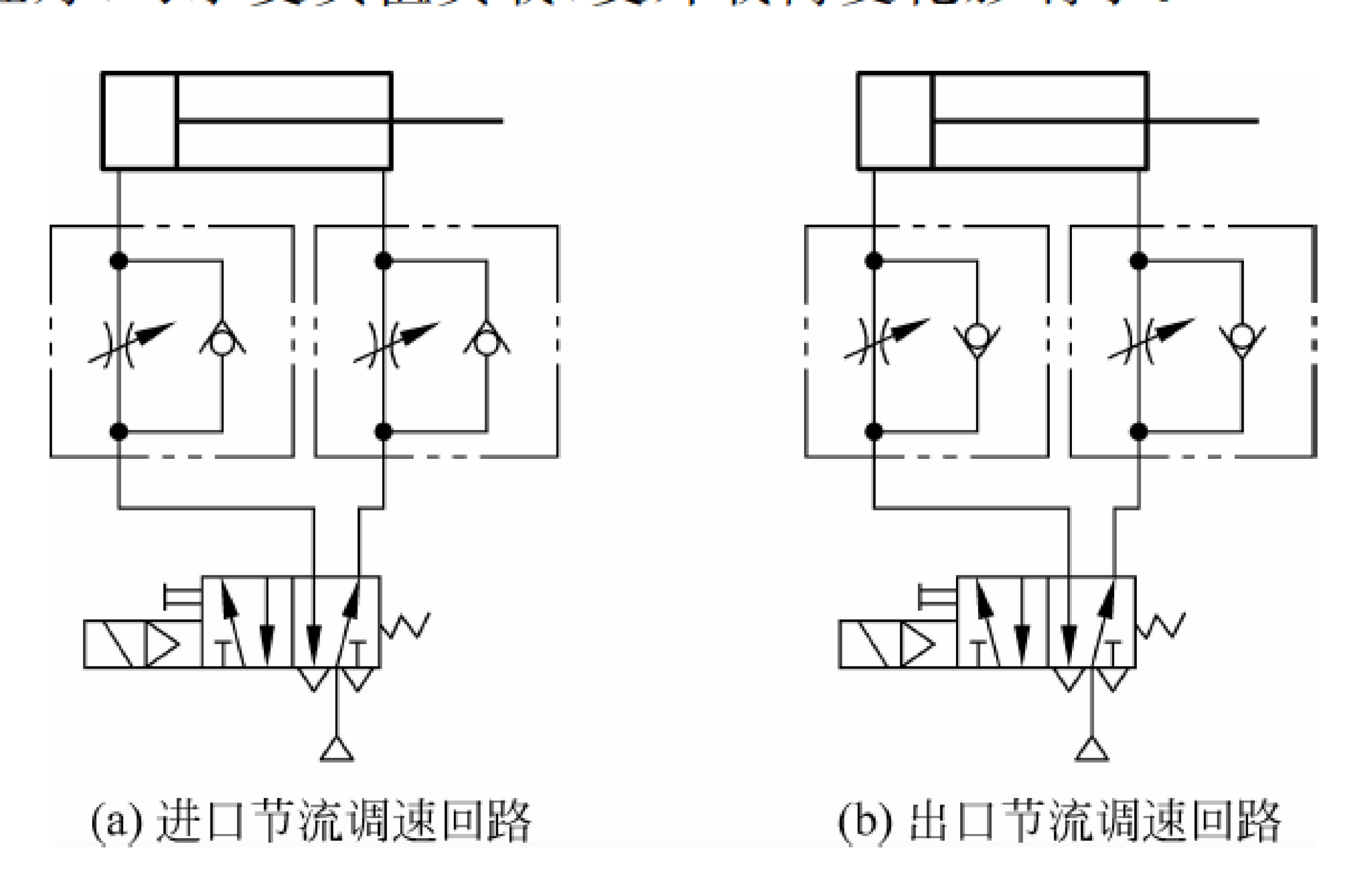


图 14-21　双作用气缸速度控制回路

14.3.4　其他常用气动回路

1. 气液联动回路

在气动回路中,采用气液转换器或气液阻尼器后,就相当于把气压传动转换为液压传动,这就使执行元件的速度调节更加稳定,运动也更平稳。若采用气液增压回路,还能得到更大的推力。气液联动回路装置简单,经济可靠。

(1) 气液速度控制回路

图 14-22 所示为气液速度控制回路。它利用气液转换器 1,2 将气压变成液压,利用液压油驱动液压缸 3,从而得到平稳易控制的活塞运动速度。调节节流阀的开度,就可以改变活塞的运动速度。这种回路充分发挥了气动系统供气方便和液压系统容易控制的特点。必须指出的是,气液转换器中的储油量应不少于液压缸有效容积的 1.5 倍,同时需注意气液结构间的密封,以避免气体混入油中。

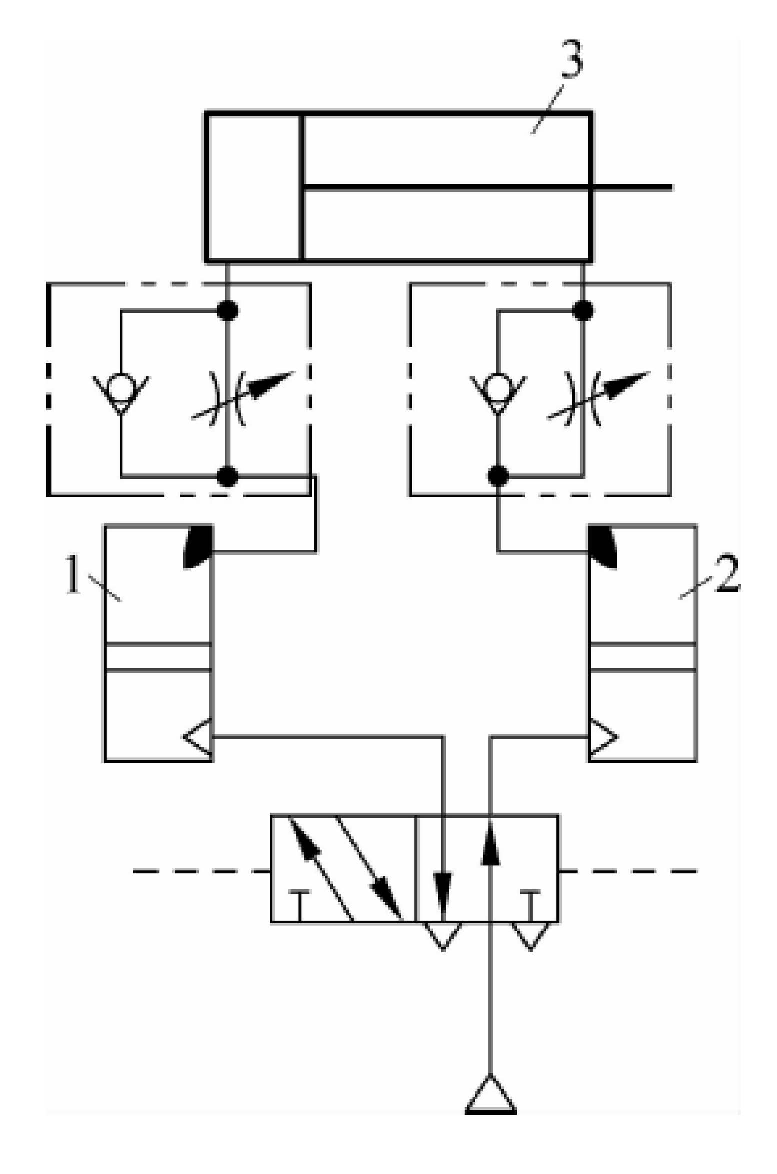


图 14-22　气液速度控制回路

1,2—气液转换器；3—液压缸

(2) 气液增压回路

当既要求工作平稳,又要求有很大的推力时,可用气液

增压回路，如图 14-23 所示。利用气液增压缸 1 把较低的气压变为较高的液压力。该回路中用单向节流阀调节气液缸 2 的前进(右行)速度，返回时用气压驱动，因通过单向阀回油，故能快速返回。

2. 往复动作回路

气动系统中采用往复动作回路可提高自动化程度。常用的往复动作回路有单往复动作回路和连续往复动作回路两种。

(1) 单往复动作回路

图 14-24 所示为行程阀控制的单往复动作回路。当按下换向阀 1 的手柄按钮后，压缩空气使换向阀 3 切换至左位，活塞杆向前伸出(前进)，当活塞杆上的挡铁碰到行程阀 2 时，换向阀 3 又被切换到右位，活塞返回。在单往复动作回路中，每按下一次按钮，气缸就完成一次往复动作。

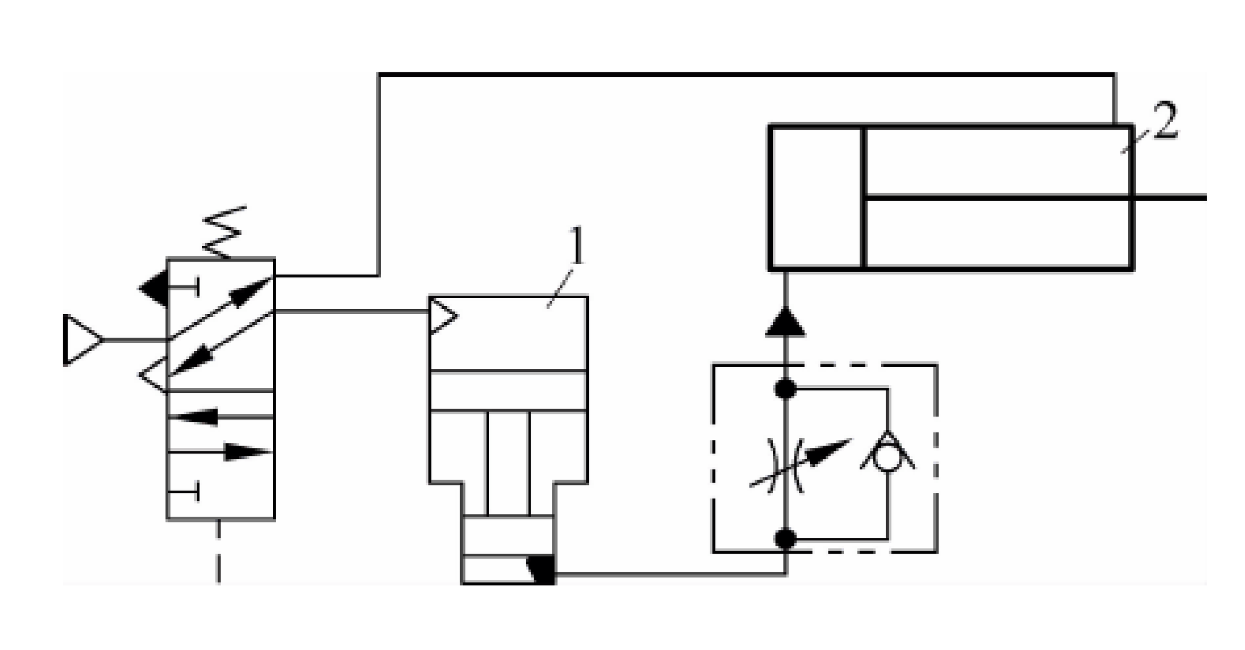


图 14-23　气液增压回路

1—气液增压缸；2—气液缸

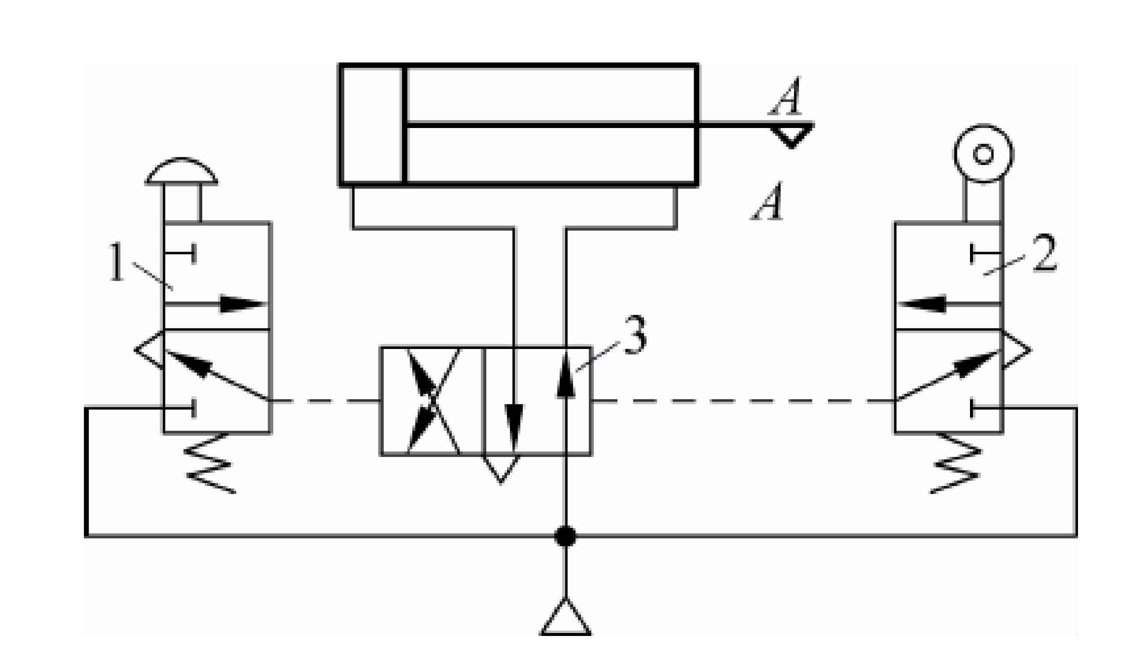


图 14-24　单往复动作回路

1,3—换向阀；2—行程阀

(2) 连续往复动作回路

图 14-25 所示为连续往复动作回路，它能完成连续的动作循环。当按下换向阀 1 的按钮后，换向阀 4 换向，活塞向前运动。这时，由于行程阀 3 复位而将气路封闭，使换向阀 4 不能复位，活塞继续前进。到行程终点压下行程阀 2，使换向阀 4 控制气路排气，在弹簧作用下换向阀 4 复位，气缸返回，在终点压下行程阀 3，在控制压力下换向阀 4 又被切换至左位，活塞再次前进。就这样一直连续往复，直到提起换向阀 1 的按钮后，换向阀 4 复位，活塞返回而停止运动。

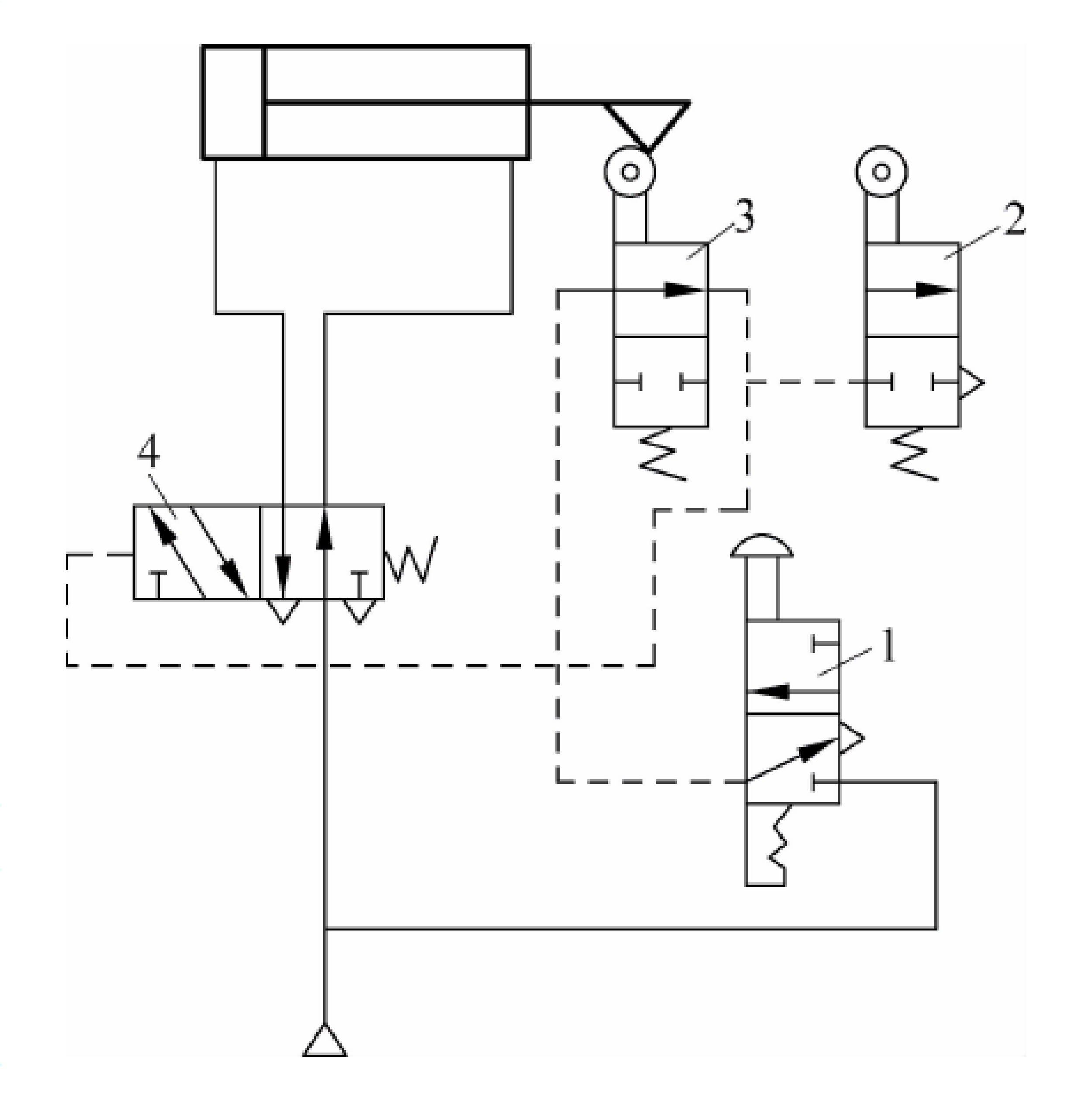


图 14-25　连续往复动作回路

1,4—换向阀；2,3—行程阀

3. 安全保护回路

(1) 过载保护回路

图 14-26 所示为过载保护回路，是当活塞杆在伸出途中遇到故障或其他原因使气缸过载时，活塞能自动返回的回路。

当按下手动阀 1 的按钮后，主控阀 4 切换至左位，气缸活塞右行(前进)，当活塞杆上挡铁碰到行程阀 5 时，主控阀 4 复位，活塞就返回，这是正常情况时的工作循环。而当气缸活塞右行(前进)时，若负载过大或遇到障碍物 6，气缸无杆腔压力升高，打开顺序阀 3，使行程阀 2 切换至上位，主控阀 4 随即

复位，活塞立即退回，气缸左腔的气体经主控阀 4 排掉。

(2) 双手操作回路

双手操作回路就是使用 2 个启动用的手动阀，只有同时按下这 2 个阀才动作的回路。这在锻压、冲压设备中常用来避免误动作，以保护操作者的安全及设备的正常工作。

如图 14-27 所示，为使主控阀换向，必须同时按下 2 个二位三通阀，此外，这 2 个阀还由于安装在单手不能同时操作的位置上，因而在操作时，只要任何一只手离开，则控制信号消失，主控阀复位，而使活塞杆后退。

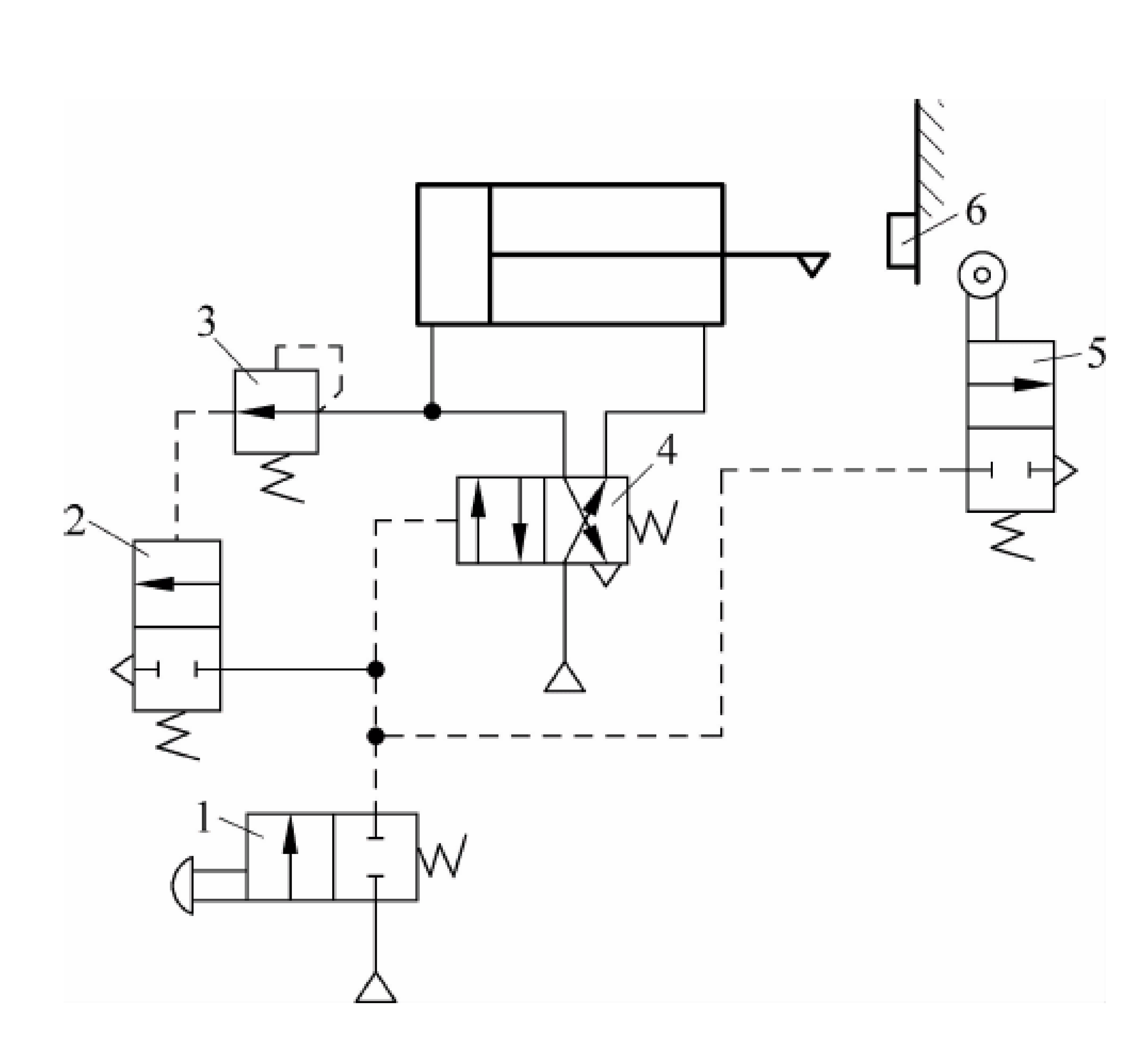


图 14-26 过载保护回路

1—手动阀；2,5—行程阀；3—顺序阀；4—主控阀；6—障碍物

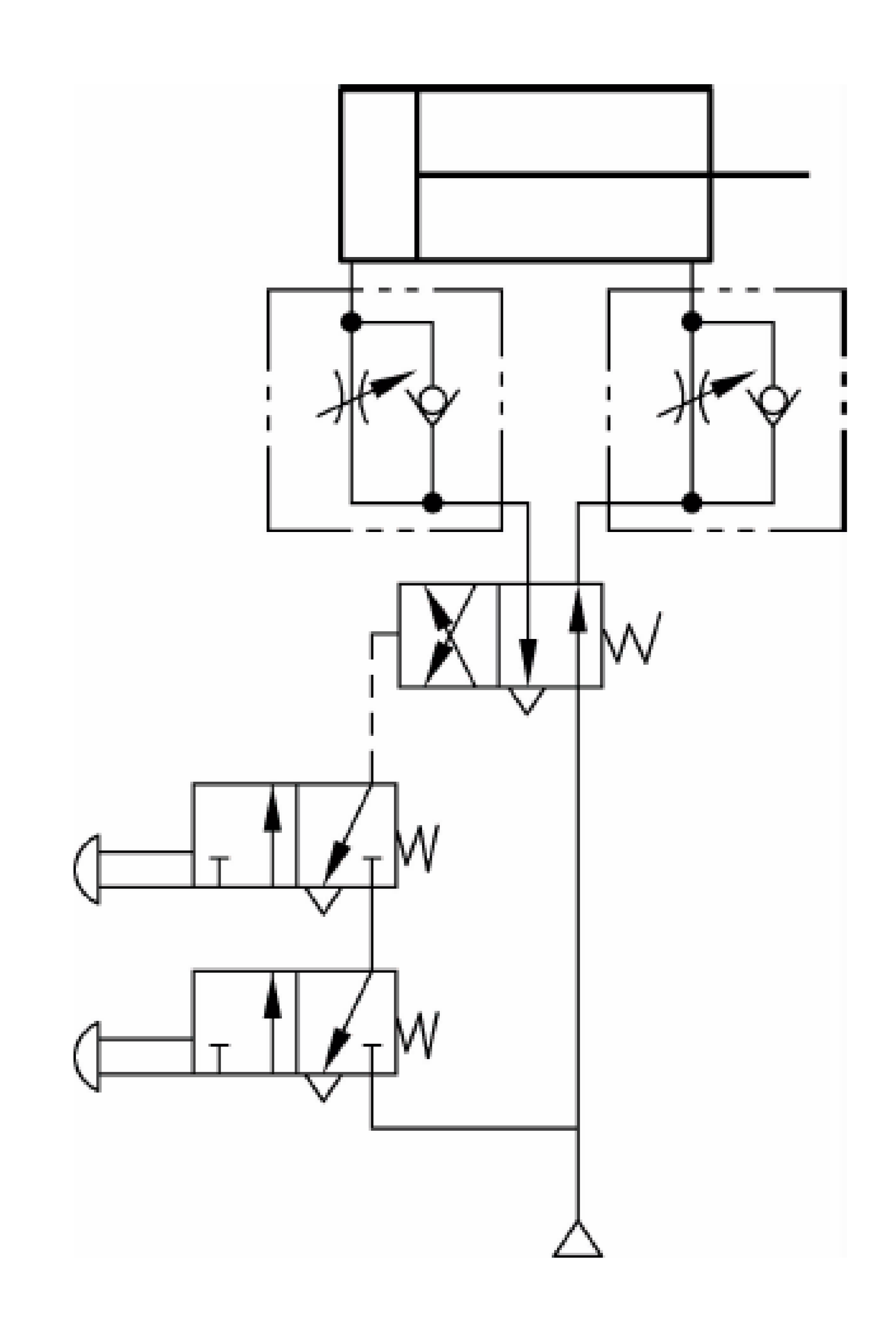


图 14-27 双手操作回路

14.3.5 基本回路应用举例(气动灌装机系统图的识读)

图 14-28 所示为气动灌装机及其控制原理，动作要求是当需灌装的瓶子放在工作台上后，脚踩下启动按钮，气缸前伸开始灌装；当灌装完毕后快速自动退回，准备第二次灌装。

1. 图形符号的解读

回路中图形符号所对应的元件：0.1—气源；0.2—气动三联件；1.0—双作用气缸；1.03—快速排气阀；1.1—双气二位五通换向阀；1.2—脚动式二位三通换向阀；1.3,1.4—机动式二位三通换向阀。

2. 回路动作分析

在初始图示位置，压缩空气经主控阀 1.1 的右位进入气缸 1.0 的右腔，使气缸的活塞杆收回至位置 *B*。

当脚踏下阀 1.2 时，由于阀门 1.4 是左位接通，使得主控阀 1.1 的左位接入系统，压缩空气经阀 1.1 左位、阀 1.03 进入气缸 1.0 的左腔，使得活塞杆伸出。同时阀 1.4 在弹簧力的作用下复位，右位接入，主控阀 1.1 左边控制压缩空气断开。

当活塞杆运行到位置 *A* 时，使得行程阀 1.3 左位接通，压缩空气使得主控阀 1.1 右位接通，压缩空气进入气缸 1.0 的右腔，左腔的空气从快速排气阀排出，使得活塞杆快速收回，同时阀 1.3 在弹簧力的作用下复位。

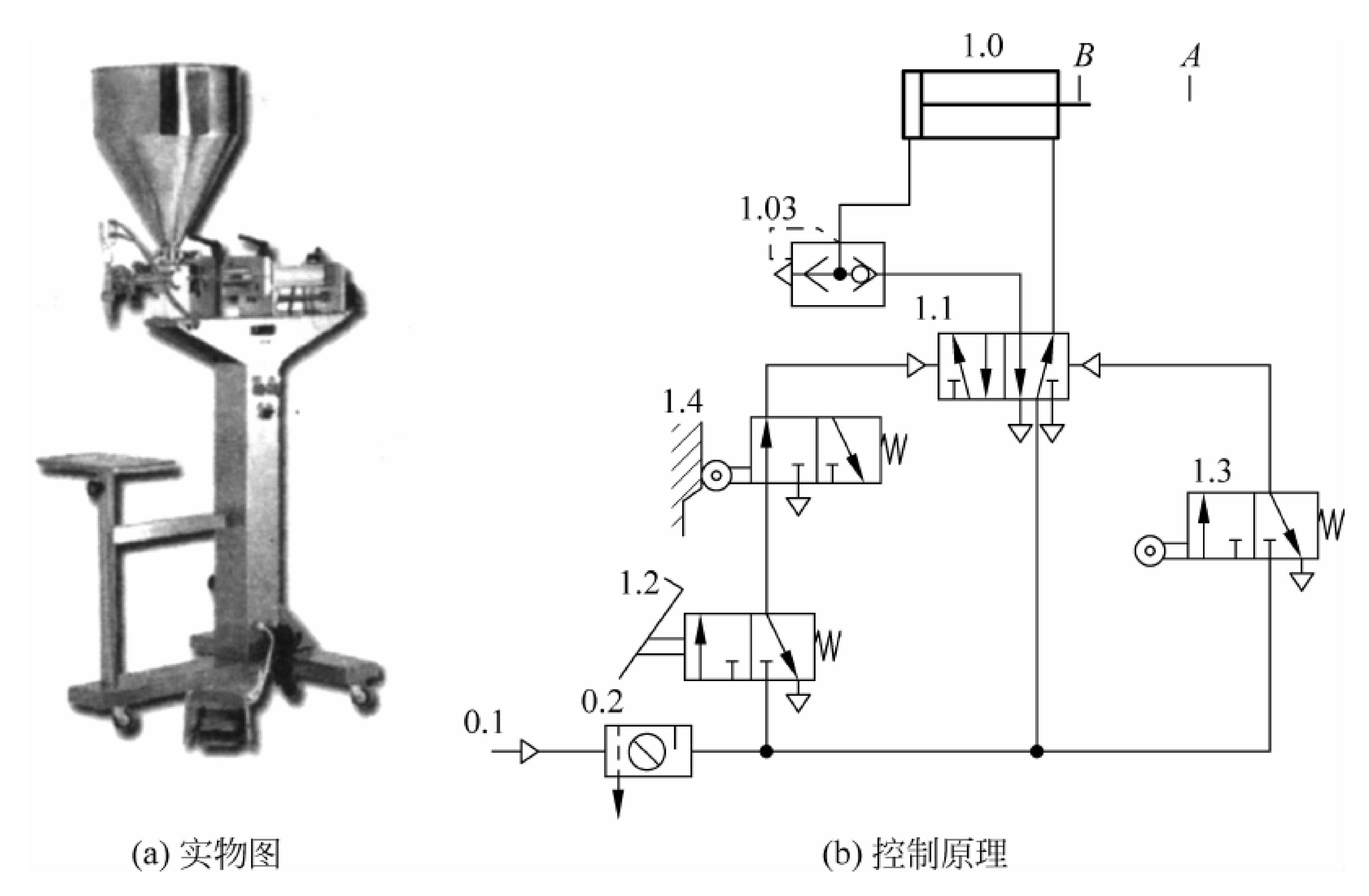
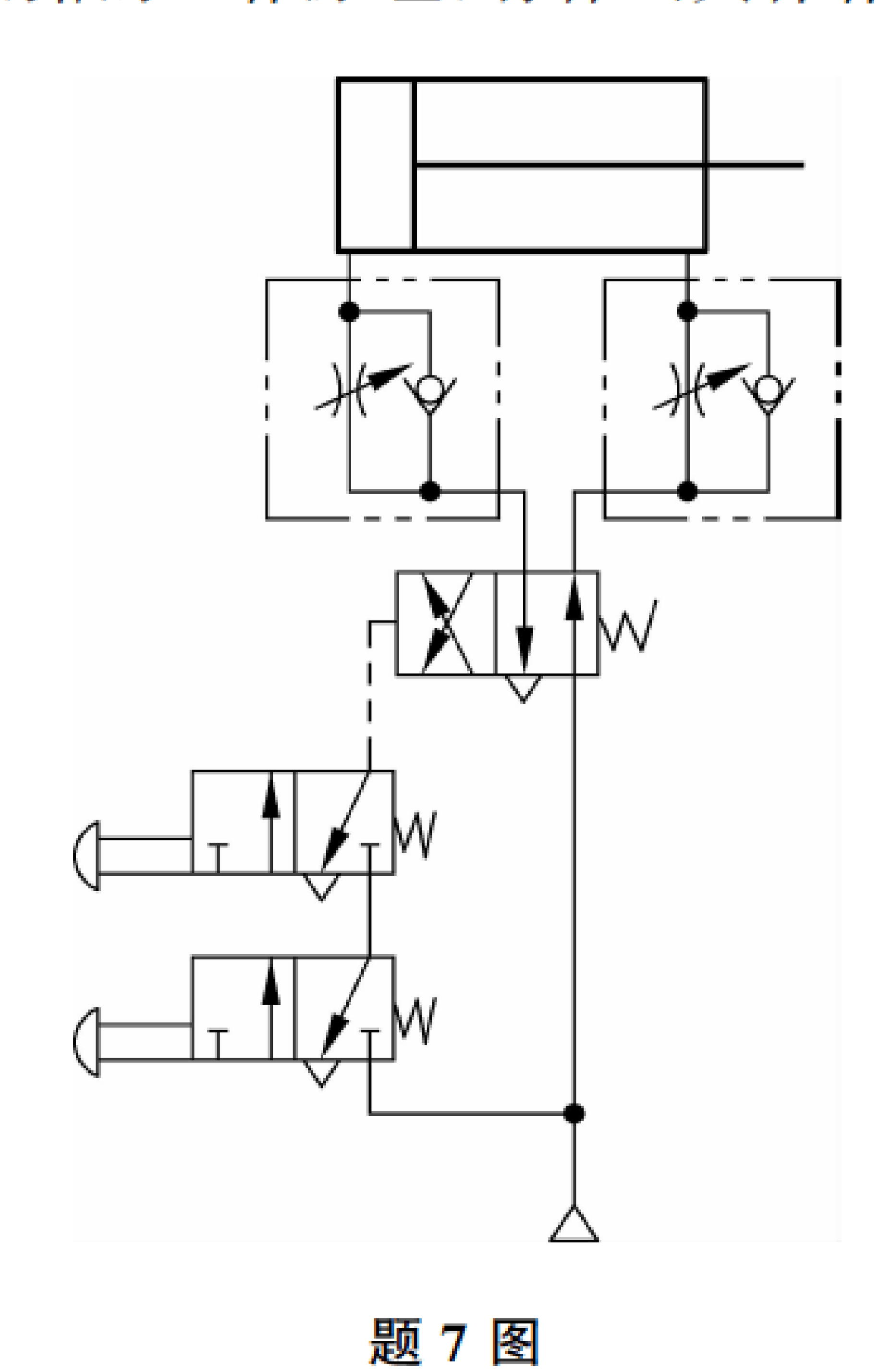


图 14-28　气动灌装机及其控制原理

思考题

1. 与液压传动相比，气压传动具有哪些特点？说明气压传动系统各部分的作用。
2. 气源装置由哪几部分组成？各自的作用是什么？
3. 气动三联件中的每个元件起什么作用？
4. 3 种压力控制阀有什么区别？各有什么用途？
5. 比较进口节流调速回路与出口节流调速回路的异同。
6. 气液转换速度控制回路有什么特点？其关键元件是什么？
7. 分析题 7 图所示液压回路的工作原理，有什么具体作用？



题 7 图

8. 单往复动作回路与连续往复动作回路有什么区别？连续往复动作回路若要停止工作，应如何控制？

附录

常用液压与气动元件图形符号

（摘自 GB/T 786.1—2009/ISO 1219—1：2006）

一、液压部分

1. 控制阀

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
二位二通方向控制阀（常开）		二位二通方向控制阀（常闭）	
二位三通方向控制阀（常闭）		二位三通方向控制阀（滚轮杠杆控制）	
二位三通锁定阀		二位三通方向控制阀（单电磁铁操纵、定位销式手动定位）	
二位四通方向控制阀		二位四通方向控制阀（双电磁铁操纵、定位销式）	
二位四通方向控制阀（电磁铁操纵液压先导控制，弹簧复位）		三位四通方向控制阀（电磁铁操纵先导级、液压操纵主阀）	
三位四通方向控制阀（双电磁铁直接操纵）		二位四通方向控制阀（液压控制、弹簧复位）	
三位四通方向控制阀（液压控制、弹簧对中）		二位五通方向控制阀（踏板控制）	
直动式溢流阀		顺序阀（手动调节设定值）	

续表

名 称	符 号	名 称	符 号
顺序阀 （带有旁通阀）		直动式减压阀 （外泄型）	
先导式减压阀 （外泄型）		可调节流量 控制阀	
可调节流量控制阀 （单向自由流动）		流量控制阀 （滚轮杠杆操纵、 弹簧复位）	
单向阀		单向阀 （带弹簧复位）	
先导式液控单向阀		梭阀	

2. 泵和马达

名 称	符 号	名 称	符 号
变量泵		双向变量泵 （带外泄油路、 单向旋转）	
定量泵或马达 （单向旋转）		双向变量泵或马达 （双向流动、 带外泄油路）	

3. 液压缸

名 称	符 号	名 称	符 号
单作用单杆缸		双作用单杆缸	

续表

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
双作用双杆缸（双侧缓冲、右侧带调节）		单作用柱塞缸	
单作用伸缩缸		双作用伸缩器	
单作用增压器	P1 P2		

4. 辅助元件

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
软管总成		三通旋转接头	1 2 3 1 2 3
快换接头（不带单向阀、断开状态）		快换接头（带单向阀、断开状态）	
快换接头（带两个单向阀、断开状态）		快换接头（不带单向阀、连接状态）	
压力继电器（可调节）		光学指示器	
数字指示器		声音指示器	
压力表		压差计	
温度计		液位计	
流量计		转速仪	

续表

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
转矩仪		开关式定时器	
计数器		过滤器	
油箱通气过滤器		离心式分离器	

二、气动部分

1. 控制阀

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
二位二通方向控制阀（推压控制、常闭）		二位二通方向控制阀（常开）	
二位四通方向控制阀（电磁铁操纵）		气动软启动阀（内部先导控制）	
二位三通锁定阀		二位三通方向控制阀（滚轮杠杆控制）	
二位三通方向控制阀（常闭）		二位三通方向控制阀（定位销式手动定位）	
带气动输出信号的脉冲计数器		二位三通方向控制阀（差动先导控制）	
三位四通方向控制阀		三位四通气动方向控制阀（外部先导供气）	
二位五通直动式方向控制阀		三位五通直动式方向控制阀	
直动式溢流阀		顺序阀（外部控制）	
调压阀（内部流向可逆）		调压阀（远程先导可调）	

续表

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
双压阀 （“与”逻辑）		流量控制阀 （流量可调）	
流量控制阀 （带单向阀）		流量控制阀 （滚轮柱塞操纵）	
单向阀（先导式）		双单向阀（先导式）	
梭阀（“或”逻辑）		快速排气阀	

2. 空气压缩机和马达

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
摆动气缸或马达		马达	
空气压缩机		双向摆动马达 （变方向定流量）	
真空泵		连续增压器	P1 P2

3. 缸

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
单作用单杆缸		双作用单杆缸	
双作用双杆缸 （双侧缓冲、右侧带调节）		双作用膜片缸 （带行程限位器）	
膜片缸 （终端带缓冲）		双作用缸 （行程两端定位）	

续表

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
单作用压力介质转换器		单作用增压缸	P1 P2
波纹管缸		软管缸	

4. 辅助元件

名　　称	符　　号	名　　称	符　　号
过滤器（带光学阻塞指示器）		过滤器（带压力表）	
过滤器（旁路节流）		过滤器（带旁路单向阀）	
过滤器（自动排水聚结式）		双相分离器	
手动排水流体分离器		带手动排水流体分离器的过滤器	
自动排水流体分离器		吸附式过滤器	
油雾分离器		空气干燥器	
油雾器		气罐	
真空发生器		手动排水式油雾器	

参 考 文 献

[1] 邱宣怀.机械设计[M].4版.北京:高等教育出版社,1997.
[2] 张萍.机械设计基础[M].北京:化学工业出版社,2004.
[3] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2004.
[4] 黄淑容.机械工程设计手册[M].北京:机械工业出版社,2006.
[5] 吕慧瑛.机械设计基础[M].上海:上海交通大学出版社,2001.
[6] 郭桂萍,王德佩.机械设计基础[M].北京:北京航空航天大学出版社,2010.
[7] 李海金,辛连学.液压与气动技术[M].北京:北京航空航天大学出版社,2008.
[8] 廖友金,余金伟.液压传动与气动技术[M].北京:北京邮电大学出版社,2011.
[9] 吴卫荣.气动技术[M].北京:中国轻工业出版社,2011.
[10] 范继宁.机械基础[M].北京:中国劳动社会保障出版社,2011.